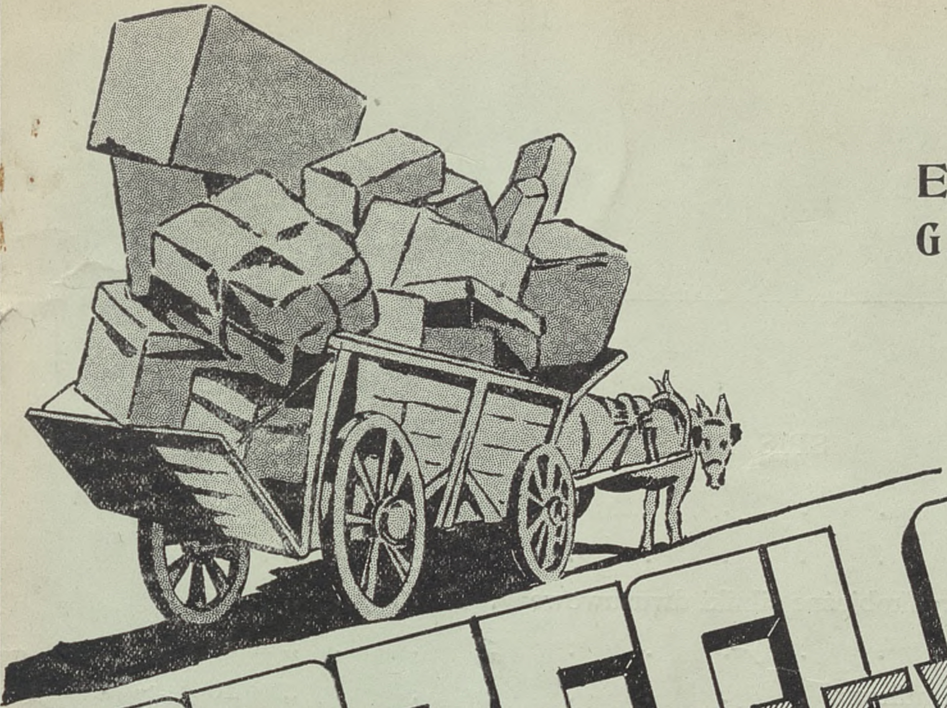


PRZEGLĄD MOTORYZACYJNY

№ 5

EDINBURGH

GRUDZIEŃ — 1944



WYDAWNICTWO SEKCJI
MOTORYZACYJNEJ
STOWARZYSZENIA
TECHNIKOW POLSKICH
W WIELKIEJ BRYTANII

SPIS TREŚCI.

KOMITET REDAKCYJNO - WYDAWNICZY.

5, LEARMONTH PLACE, EDINBURGH.

PRZEGLĄD MOTORYZACYJNY

EDINBURGH = № 5 = GRUDZIEŃ. 1944.

OD REDAKCJI.

Pierwszy rok naszego wydawnictwa dobiega końca. Wydaliśmy pięć numerów "Przeglądu Mororyzacyjnego".

Serdecznie dziękujemy wszystkim Kolegom, którzy bezinteresownie zasilali nas w skróty tłomaczeń najciekawszych artykułów prasy brytyjskiej, amerykańskiej a często i niemieckiej. Czytelnicy nasi trzymają wskutek tego rękę na pulsie motoryzacji.

"Przegląd Motoryzacyjny" - chociaż wydawany skromnie i rozsyłany bezpłatnie - rozchodzi się poza W.Brytanję i dociera do Kanady, Stanów Zjednoczonych Ameryki, Brazylii, Egiptu, Włoch, Indii, Nowej Zelandii i Rodezji - skąd od wielu Kolegów otrzymujemy listy z podziękowaniem lub z prośbą o nadsyłanie większej ilości "P.M.".

Daje nam to przeświadczenie, że pismo takie jest potrzebne i praca nasza nie idzie na marne.

Zwracamy się do wszystkich Kolegów z apelem, aby poza normalną pomocą nadsyłali nam swoje uwagi krytyczne i życzenia na temat wydawnictwa.

Wobec nadchodzących Swiąt, Komitet Redakcyjno-Wydawniczy "Przeglądu Motoryzacyjnego" przesyła wszystkim Kolegom i Czytelnikom serdeczne życzenia Wesołych Swiąt i Szczęśliwego Nowego Roku.

Komitet Redakcyjno-Wydawniczy
"Przeglądu Motoryzacyjnego"

P.S. Skorowidz artykułów zawartych w dotychczas wydanych pięciu numerach "P.M." znajduje się na końcu niniejszego zeszytu.

POJAZDY CIĘŻKIE

/"The Automobile Engineer" Nr.455 z dnia 26.X.1944.Skrót/

Wyrób brytyjskich pojazdów ciężkich rozwijał się głównie pod kątem widzenia jakości. Użytkownicy domagali się u wytwórcy jedynie długotrwałości podwozia i jak największej niezawodności.

Pomimo stałego rozwoju silników Diesela, silnik benzynowy znajduje nadal zastosowanie w pojazdach ciężkich, zwłaszcza w pojazdach do 6 ton nośności. Powyżej tej nośności silnik Diesela jest niezastąpionym. Silnik benzynowy wymaga jeszcze wiele ulepszeń, zwłaszcza w kierunku cichości i równości pracy, wagi i kosztów. Paliwa powojenne będą też miały duży wpływ na konstrukcje silników benzynowych i prawdopodobnie nawet w silnikach o dużej pojemności skokowej będzie użyty stosunek sprężania 8:1. Tak wysoki stosunek sprężania nie jest dotychczas stosowany w pojazdach ciężkich, jednak zastosowanie olejnego chłodzenia tłoków i zaworów, jak również chłodzenie świec zapłonowych wodą, umożliwi zastosowanie wysokiego sprężania i w tym typie pojazdów.

Nowoczesny pojazd ciężki przez lekkość swojej konstrukcji zaczyna się upodabniać do pojazdu osobowego. Zastosowano już obecnie w pojazdach ciężkich silniki szybkobieżne i górne sterowanie zaworów. Po wojnie znajdą również obszerniejsze zastosowanie stopy lekkie, prawdopodobnie dostępne w niskich cenach; wpłynie to wydatnie na ciężar pojazdu. Wielu konstruktorów, pracujących obecnie w wytwórniach pojazdów dla armii, będzie mogło po wojnie wykorzystać i zastosować nabyte doświadczenie w produkcji pojazdów powojennych. Warunki wojenne spowodowały n.p. zastosowanie w ciężkich pojazdach jak Daimler, Scammel i w samochodach pancernych Morris niezależnego zawieszenia, co przyczyniło się wybitnie do dalszego rozwoju tego systemu. Rozwój hamulca tarczowego z różnych powodów nie posuwał się zbytnio naprzód, jednak hamulce tego rodzaju zastosowano z powodzeniem w samochodzie pancernym Daimler. Inną nowością zastosowaną w pewnej ilości typów pojazdów jest zmienna przekładnia kierownicza. Spodziewano się, że ta konstrukcja zostanie zastosowana w pojazdach ciężkich, jednak została ona wprowadzona właśnie w pojazdach lekkich jak Jeep i Volkswagen.

System uruchamiania sprężonym powietrzem został zastosowany m.i. w samochodzie A.E.C., w skrzynce biegów Wilsona oraz w wielu typach dla hamulców. Zwiększenie nośności pojazdów ciężkich nie spowodowało zwiększenia kół zębatych przekładni i mostu tylnego; zastosowano jedynie w tych zespołach materiał wyższej jakości i staranniejszą obróbkę mechaniczną kół zębatych. Zastosowano również kilka ulepszeń jak n.p. koła zębate redukcyjne w piaście koła /Thornycroft/, lub pomocniczą przekładnię /Foden/.

Poniżej podajemy krótkie opisy silników, sprzęgieł, skrzynek przekładniowych, mostów tylnych i osi przednich, używanych obecnie w brytyjskich pojazdach ciężkich. Szczegóły znajdą czytelnicy w "The Automobile Engineer", Nr.455 z dn.26.X.1944, str.431-- 472.

Silniki.

A.E.C. wtryskowy z bezpośrednim wtryskiem, moc 100 KM przy 1800 maks.obr/min, pojemności 9,635 cm^3, sprężanie 16:1, waga 650 kg, chłodzenie wodne. Silnik na poduszkach gumowych.

Albion - 6-cyl. wtryskowy z bezpośrednim wtryskiem, moc 105 KM, 1800 maks.obr//min, sprężanie 14,3:1. Pompa wtryskowa i wtryskiwacze C.A.V., chłodzenie wodne.

Austin - 6-cyl. benzynowy, pojemność 3,459 cm^3, moc 70 KM przy 2800 obr/min, sprężanie 5,75:1, chłodzenie wodne, gaźnik Zenith, pompa paliwa A.C., zapłon Lucas.

Bedford - 6-cyl. benzynowy, pojemność 3,519 cm^3, moc 72 KM przy 3000 obr/min, chłodzenie wodne, gaźnik Zenith, zapłon Lucas, silnik na trzech poduszkach gumowych.

Commer - 4-cyl. benzynowy, stosowany do samochodów ciężarowych 15 i 25 cwt., pojemność 1,944 cm^3, moc 40 KM przy 3000 obr/min, chłodzenie wodne, sprężanie 5,9:1, gaźnik Solex, typ 30 V BFD.

Crossley - 4-cyl. benzynowy, boczno zaworowy, moc 90 KM przy 2500 obr/min, po-

jemność 5,266 cm³, sprężanie 6:1, chłodzenie wodne, gaźnik Solex, pompka benzynowa A.C.; zapłon: iskrownik wysokiego napięcia Simms z automatycznym nastawianiem; zapłon jednak może być dostarczony z cewką indukcyjną i rozdzielaczem Delco Remy.

Dennis - 4-cyl. wtryskowy, moc 82 KM, pojemność 6,502 cm³, tuleje cylindrowe typu"mokrego" wprasowane do bloku cylindrowego, chłodzenie wodne, po dwa zawory ssące i wydechowe w cylindrze.

Dorman - wytwórnia silników wtryskowych wyrabia trzy typy:

1/ Typ 4 D.S. 28/44 KM, moc 44 KM przy 2000 obr/min, pompka wtryskowa i wtryskiwacze C.A.V., wtrysk nie jest bezpośredni, lecz do komory spalania osadzonej z boku - typu Ricardo; pojemność 3,053 cm³, chłodzenie wodne, cztery cylindry.

2/ Typ 4 D.W.D. różni się od typu 4 D.S. bezpośrednim wtryskiem paliwa, pojemność 5400 cm³, 40/63 KM, obroty maks. 1800.

3/ Typ 6 J.U.R. 6-cyl.,komora spalania Ricardo, pojemność 6324 cm³, moc 90 KM przy 2000 obr/min. System wtryskowy C.A.V.

Gardner - posiadający dwa typy silników wtryskowych: L.W. cztero-, pięcio- lub sześciocylindrowych dla normalnego użytku i specjalny typ lekki 4 L.K.

Typ 4-cyl. o pojemności cyl. 5,6 litra, moc 68 KM przy 1700 obr/min, ciężar 400 kg

Typ 5-cyl. o pojemności cyl. 7 litrów, moc 85 KM, ciężar 470 kg.

Typ 6-cyl. o pojemności cyl. 8,4 litra, moc 102 KM, ciężar 560 kg.

Wszystkie typy o wtrysku bezpośrednim, pompka wtryskowa C.A.V.

Typ 4 L.K. podobny w zasadzie do typu L.W. - 4-cyl., moc 53 KM przy obrotach 2000 obr/min, pojemność 3,8 litra.

Guy - 4-cyl. benzynowy, pojemność 3686 cm³, moc 60 KM przy 2600 obr/min gaźnik Solex, chłodzenie wodne.

Karrier - wyrabiany przez wytwórnie "Hillman-Commer-Karrier", 6-cyl. benzynowy, moc 80 KM przy 3200 obr/min, pojemność 4086 cm³, sprężanie 5,6:1, chłodzenie wodne, zapłon Lucas, gaźnik Solex, pompka paliwa A.C.

Leyland - 6-cyl.wtryskowy, moc 87 KM przy 1800 obr/min.

Morris Commercial - 4-cyl.benzynowy, boczno zaworowy, używany w pojazdach wojskowych Morris Mark I /lekki samochód rozpoznawczy/, 71,8 KM przy 3000 obr/min,pojemność 3518 cm³, chłodzenie wodne, gaźnik Solex.

Perkins - dwa typy /4- i 6-cylindrowy/ wtryskowy, moc 43 á 65 HP/2000 o

Thornycroft - 4-cyl. /D.C.4/ wtryskowy z bezpośrednim wtryskiem o mocy 61 KM przy 1700 obr/min, pojemność 5,25 litra. Pompka wtryskowa C.A.V. albo Simms. Dodatkowy gaźnik Zenith do rozruchu w zimie.

Vulcan - 4-cyl. benzynowy, 78 KM przy 2800 obr/min, pojemność 4576 cm³, stosunek sprężania 5,35:1, chłodzenie wodne.

Sprzęgła.

A.E.C. jednotarczowe, umieszczone w stalowym kole rozpędowym. Tak tarcza naciskowa jak i tarcza cierna koła rozpędowego są łatwo wymienne bez odejmowania koła rozpędowego z silnika.

Bedford jednotarczowe sprzęgło, z tarczą Borg i Beck o Ø 25 cm przy zastosowaniu sprężyny centralnej.

Sprzęgło Borg i Beck posiada tarczę napędzaną, ściśniętą za pomocą sprężyny pomiędzy dwiema tarczami napędzającymi, t.zn. pomiędzy powierzchnią koła rozpędowego i tarczą ruchomą dociskaną sprężynami spiralnymi. Typ "A" używany do pojazdów osobowych, typ "R" do pojazdów ciężkich.

Commer typowe sprzęgło jednotarczowe Borg i Beck z tarczą o Ø 22,5 cm

Daimler sprzęgło hydrauliczne, opisane w "Przeglądzie Motoryzacyjnym", Nr.2 z lipca 1944.

Foden sprzęgło jednotarczowe suche o Ø 37,5 cm, różni się nieco od typów zwyczajnych, gdyż cały zespół tarcz wraz z odnośnymi dźwigniami daje się łatwo wyjmo-

wać z koła rozpędowego jako jedna całość jedynie przez odkręcenie 6 śrub.

Guy jednotarczowe sprzęgło suche, normalnej konstrukcji. W sprzęgle tym specjalną uwagę zwrócono na odprowadzanie oleju ściekającego z łożyska a to celem uniknięcia zaolejenia powierzchni ciernych.

Scammell sprzęgło dla specjalnie ciężkich pojazdów /Scammell ośmiokołowy/, jednotarczowe, suche o Ø 40 cm.

Skrzynki przekładniowe.

Skrzynki przekładniowe dzisiejsze nie wiele różnią się od poprzednich. Zwrócono uwagę na należyte uszczelnienie skrzynki od strony sprzęgła, by zabezpieczyć tarcze sprzęgła przed zaolejeniem. W pewnych typach pojazdów zastosowano dodatkowe skrzynki przekładniowe, celem uzyskania większej przekładni.

Poniżej podajemy krótki opis skrzynek przekładniowych.

A.E.C.: 4 biegi w przód, jeden tylny w jednym zespole ze sprzęgłem. Przekładnie: I - 4,38:1, II - 2,69:1, III - 1,59:1, IV - 1:1, tylna - 5,33:1. Dodatkowa skrzynka przekładniowa o redukcji 1,58:1 jest połączana ze skrzynką główną sprzęgłem Layrub. System zmiany biegów w ostatnich modelach podwozi autobusowych A.E.C.-"RT" oparty jest na dobrze znanej konstrukcji Wilsena, odpowiednio zmienionej pozwalającej na przełączanie biegów przy pomocy sprzężonego powietrza.

Austin: skrzynka 4-biegowa, zsynchronizowana II,III i IV bieg. Przekładnie I - - 6,65:1, II - 3,28:1, III - 1,72:1, IV - 1:1, tylna - 8,31:1.

Bedford: skrzynka 4-biegowa o przekładniach I - 7,22:1, II - 3,47:1, III - 1,71: :1, IV - 1:1, tylna 7,15:1.

Commer: skrzynka 4-biegowa, używana w pojazdach ciężarowych 25 cwt., przekładnie I - 4,875:1, II - 2,88:1, III - 1,66:1, IV - 1:1, tylna - 6,575:1.

Crossley - skrzynka 4-biegowa - wspólnie ze skrzynką dodatkową w jednym zespole. Przekładnie I - 5,34:1, II - 2,98:1, III - 1,71:1, IV - 1:1, tylna - 4,7:1. W terenie ciężkim włącza się przekładnię dodatkową i wówczas redukcja daje następujący stosunek przekładni: I - 11,32:1, II - 6,31:1, III - 3,62:1, IV - 2,16:1, tylna - 9,96:1.

Daimler skrzynka przekładniowa opisana w "Przeglądzie Motoryzacyjnym", Nr.2, z lipca 1944.

Foden skrzynka w jednej osłonie ze sprzęgłem jako jeden zespół, z dodatkowym niskim biegiem. Przekładnie: I niski bieg - 13,28:1, I norm. - 6,14:1, II - 3,037:1, III - - 1,635:1, IV - 1:1, tylny bieg niski - 13,28:1, tylny norm. - 6,14:1.

Guy skrzynka przekładniowa 4-biegowa zamontowana w jednej trzeciej odległości pomiędzy silnikiem a mostem tylnym. Przekładnie: I - 4,6:1, II - 2,86:1, III - 1,7:1, IV - - 1:1. W podwoziu wojskowego typu "Quad-Aut" wbudowano dodatkową skrzynkę przekładniową dającą następujące przekładnie: I - 7,3:1, II - 3,3:1, III - 1,84:1, IV - 1:1, tylna - - 10,4:1.

Karrier 4-biegowa, używana w pojeździe ciężkim Karrier K.6- 3 ton z napędem na 4 koła, koła zębate przekładniowe ze stali chromo-niklowo-molibdenowej.

Morris-Commercial 4-biegowa we wspólnej osłonie ze sprzęgłem i dodatkową skrzyn-

ką przekładniową dołączoną do głównego zespołu.

Scammell 6-biegowa wbudowana do pojazdu Scammell 6-kołowego.

Vulcan skrzynka biegów do bardzo ciężkich pojazdów /Vulcan 6 ton/. Biegi: I - - 6,28:1, II - 3,4:1, III - 1,73:1, IV - 1:1, tylny 8,12:1, przekładnia w moście tylnym 6,5:1.

Mosty tylne.

Poniżej podajemy wykaz typów mostów tylnych i osi przednich opisanych w artykule: mosty tylne: AEC, Austin, Bedford, Commer, Daimler, Foden, Guy, Karrier, Morris Commercial, Thornycroft.

Osie przednie: AEC, Commer, Foden, Guy, Karrier i Thornycroft.

WYSOKOPREZNE SZYBKOBIEZNE SILNIKI DWUSUWOWE.

/"The Journal of The Institution of Automobile Engineers", June 1944.
Skrót./

Wstęp. Rozważania nad silnikami wysokoprężnymi dwusuwowymi są podzielone na trzy części:

1/ Ogólne rozważania nad silnikami dwusuwowymi wysokoprężnymi.
2/ Opis trzycylindrowego silnika doświadczalnego.
3/ Niektóre obserwacje dotyczące następujących szczegółów:
większe szybkości,
stosunek skoku do średnicy cylindra,
pulsacje w rurze wydechowej,
chłodzenie cylindra,
wyposażenie wtryskowe.

Rozważania ogólne. W porównaniu z innymi typami, wysokoprężny silnik dwusuwowy natrafia na duże trudności.

Zagadnienie wprowadzenia paliwa do cylindra i należytego wymieszania jego z tlenem powietrza w ciągu kilkudziesięciu stopni obrotu wału korbowego przedstawia duże trudności nawet w silniku czterosuwowym, a cóż dopiero mówić o silniku dwusuwowym, gdzie w przeciągu dwa razy krótszego czasu trzeba wykonać całkowity obieg termodynamiczny z zapewnieniem przedewszystkim dobrego przepłukania i wypróżniania.

Jakkolwiek wiele prac na ten temat ukazało się w Wielkiej Brytanii, Niemczech i Ameryce, to jednak problem ten nie jest jeszcze zupełnie rozwiązany i przy podejściu do zagadnienia wymaga od konstruktora dużej wiedzy, zarówno teoretycznej jak i wypływającej z długiego doświadczenia. Na ogół możemy powiedzieć, że jeśli o procesie spalania jeszcze nie wiele wiemy, to inne zagadnienia dotyczące sprawności i wydatku mocy są już dostatecznie opracowane.

Działanie wysokoprężnego silnika dwusuwowego. Dwa charakterystyczne wnioski wydają się wypływać z dotychczasowych prac nad silnikami wysokoprężnymi:

a/ teoria ruchu paliwa w odniesieniu do powietrza, jako przeciwstawienie do istniejącej obecnie teorii ruchu powietrza w odniesieniu do paliwa, została zupełnie zdeklasowana.

b/ spośród wielu sposobów wywoływania specyficznych ruchów powietrza niektóre nie dają się wystarczająco regulować, aby uzyskać maksymalną sprawność pracy przy dużych szybkościach.

W ostatnich konstrukcjach odróżniamy ciągle typy o wtrysku bezpośrednim i z komorą wstępną. W tych pierwszych nie zawsze powietrze jest nieruchome, gdyż często dzięki przewężonemu kształtowi mamy ruch o dużej szybkości.

W takich komorach wymagane ciśnienie wtrysku jest mniejsze aniżeli w komorach o powietrzu nieruchomym, jednak jest ono większe, niż w komorach wstępnych. Komory wstępne

i zasobniki powietrza ustępują powoli miejsca komorom o wirowym ruchu powietrza, które zużywają tylko połowę powietrza zaś reszta spala się w komorze cylindra.

Sposób wymieszania paliwa i powietrza jest na ogół ten sam w obu rodzajach ostatnio wzmiankowanych komór oddzielnych. Główne różnice zachodzą w sposobach wywołania ruchu powietrza, intensywności ruchu wirowego, stosunku powierzchni ścianek do objętości komory i skuteczności oddziaływania ścianek na proces spalania. Obecnie istnieją co najmniej dwa sposoby spowodowania skutecznego spalania:

a/ ruch wirowy powietrza wywołany przy sprężaniu, dający najlepsze wykorzystanie ilości powietrza do spalania oraz dużą sprawność przy wysokich obrotach, wymagający niskich ciśnień wtryskowych i prostych wtryskiwaczy, spalający zadowalająco szereg różnorodnych paliw bez dymnego i o przykrej woni wydechu. Sprawność ogólna jest stosunkowo niewysoka oraz są trudności przy rozruchu w małych silnikach zmuszające do stosowania świec żarowych lub innych środków /silniki Ricardo Comets i inne/.

b/ ruch wirowy wywołany przy zasysaniu i spotęgowany przy sprężaniu przez przepychanie powietrza do mniejszej komory oraz przez wypychanie z przestrzeni płaskiej przy podchodzeniu tłoka do górnego zwrotnego punktu. Wir jest zwykle na około osi cylindra. Sprawność ogólna jest bardzo dobra, a rozruch jest łatwy. Wydatek mocy jest jednak mniejszy na skutek mniejszej ilości zużytkowanego powietrza oraz mniejsza zdolność pracy na szybkich obrotach /Ricardo Vortex, A.E.C.,Saurer i inne/.

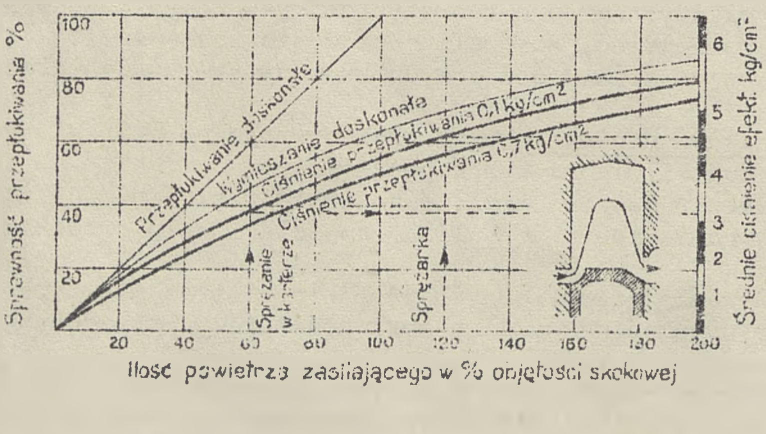
Wrażliwość silników dwusuwowych i nieustanny ruch powietrza.

Dla skutecznego spalania musimy mieć ściśle określony ruch powietrza, to samo dotyczy skutecznego przepłukiwania. W silniku dwusuwowym cały obieg odbywa się w tak krótkim czasie, że jakikolwiek błąd względnie zmarnowanie energii odbija się bardzo poważnie na wynikach. Doświadczenie wykazało, że raz nadany ruch powietrzu zachodzi nieustannie w ciągu całego obiegu, a nawet istnieje i w rurze wydechowej. Ruch ten może być przypadkowo wywołany przy zasysaniu i może nawet zniweczyć przymusowy ruch powietrza /wirowanie/ wywołany dla skutecznego spalania. Wydaje się przeto rzeczą wskazaną, aby ruch powietrza przepłukującego potęgować i zamieniać na wirowy dla wymagań dobrego spalania.

Przepłukiwanie i ładowanie.

Pomimo dużej ilości doświadczeń problem przepłukiwania pozostaje wciąż jeszcze zagadnieniem skomplikowanym i niezupełnie rozwiązanym. Rozróżniamy trzy sposoby przepłukiwania, a mianowicie: o przepływie poprzecznym, nawrotowym i przelotowym.

Charakterystyki ich, zbadane przez niemieckiego badacza Lista są pokazane na rys. 1, 2 i 3.



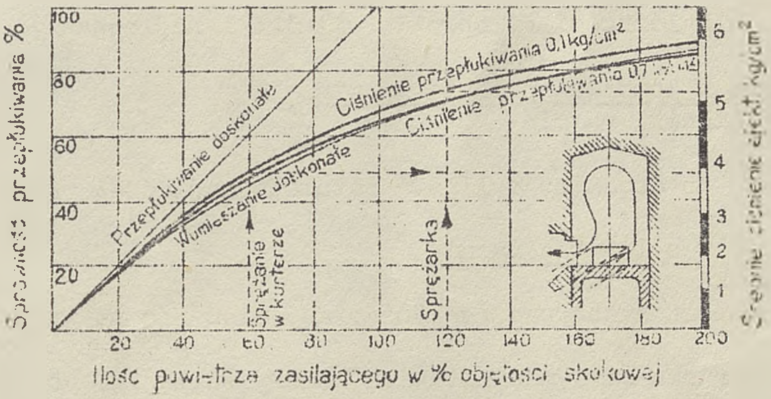
Rys.1.Sprawność przepłukiwania poprzecznego.

$$= \frac{\text{powietrze pozostałe w cylindrze}}{\text{pow.pozostałe + pozostałe spaliny}}$$

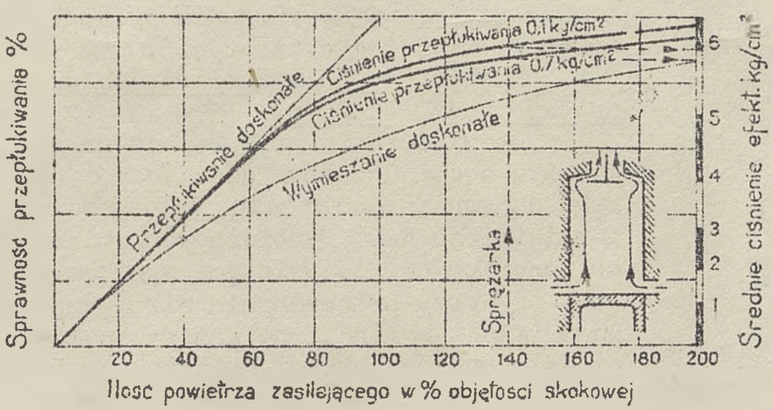
W Ameryce i W.Brytanii sprawność tę określa się jako:

$$= \frac{\text{powietrze pozostałe w cylindrze}}{\text{powietrze dostarczone}}$$

Z podanych charakterystyk widać wyraźnie, że przepłukiwanie przelotowe jest najlepsze i jeżeli nie ma ograniczeń co do prostoty budowy, to poleca się je stosować, Pewien wpływ na przepłukiwanie ma umieszczenie i wielkość otworów wlotowych i wylotowych, a to również wprowadza ograniczenia na stosunek skoku do średnicy, o czym będzie mowa niżej. Jest również rzeczą wskazaną nadać powietrzu pewien ruch wirowy na około osi cylindra, w czasie zasysa-



Rys.2.Sprawność przepłukiwania nawrotowego.



Rys.3.Sprawność przepłukiwania przelotowego.

nia, bądź to przez nachylenie osi zaworu wlotowego, bądź też przez jego maskowanie.

Obieg dwusuwowego silnika wysokoprężnego łącznie z procesem spalania.

Z rozważań powyższych widać wyraźnie, że otwarta komora o wtrysku bezpośrednim łącznie z przepłukiwaniem przelotowym nadaje się najlepiej dla silnika dwusuwowego. Za tym przemawiają jeszcze i inne czynniki, a mianowicie:

a/ Komora o wtrysku bezpośrednim jakkolwiek nie daje takiego wydatku mocy jak komora z wirowaniem, to jednak w pewnym zakresie obrotów posiada największą sprawność.

b/ Zalety dużej komory z wirowaniem przy dużych szybkościach tracą swoje znaczenie w silnikach dwusuwowych ze względu na ich stosunkowo niskie obroty.

c/ Na ogół trudno jest osiągnąć wysoką temperaturę sprężania przy niskich obrotach silnika dwusuwowego, gdyż łatwy rozruch ma tu wielkie znaczenie, co znowu jest zaletą komory o wtrysku bezpośrednim.

Wszystkie te własności razem wzięte mogą powodować odstępstwa od najlepszych warunków dla poszczególnych czynników w to wchodzących, gdyż wynik ostateczny całości zjawisk stanowi o wartości silnika.

Odstępstwa od najlepszych warunków przepłukiwania.

Przy przepływie powietrza przepłukującego o ruchu wirowym na około osi cylindra może istnieć zawsze rdzeń nieruchomy gazów w środku, natomiast przy przepływie jednostajnym niewirowym nieruchomy słup gazów może pojawić się w pobliżu ścianek cylindra. Odnosi się to szczególnie do cylindrów o dużej średnicy. Wydaje się, że przepływ o umiarkowanym ruchu wirowym jest najlepszy z punktu widzenia przepłukiwania. Jednak przymusowy ruch wirowy powodowany dla skutecznego spalania ma pewien poważny wpływ na wynik ostateczny i szereg oświadczeń przeprowadzonych przez Ricardo,Dicksoe i innych wykazało, że:

a/ W warunkach najlepszych osiągnięć przepływ powietrza w komorze spalania miał ruch wirowy podwójny,

b/ W wypadku słabego wiru cylindrycznego powstałego w czasie ssania ruch wirowy podwójny nie istniał w komorze spalania, niezależnie od tego, jaki efekt powstawał przez wypieranie powietrza z pod tłoka.

Stwierdzono ogólnie, że aby spowodować skuteczne spalanie ten podwójny ruch wirowy jest bezwzględnie konieczny. Zatem należy początkowy ruch wirowy regulować tak, aby stworzyć warunki powstania podwójnego ruchu wirowego w komorze spalania, nawet gdyby to było z uszczerbkiem dla najlepszego przepłukiwania.

Wargowata komora Ricarda "Vortex".

W komorze tej wir jest regulowany w zależności od obrotów silnika i najlepsza wartość wiru zależy od stosunku:

$$\frac{\text{ilość obrotów powietrza w komorze spalania na min}}{\text{ilość obrotów silnika na min}},$$

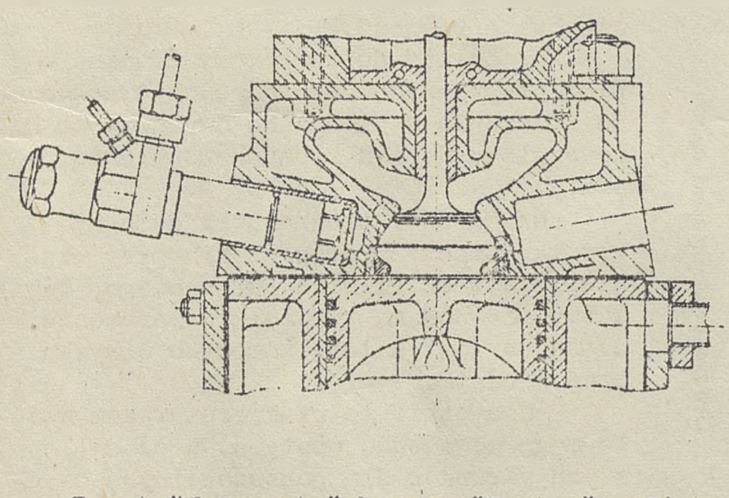
który powinien wynosić około 10.

Przy danym stosunku średnicy komory do średnicy cylindra istnieje najlepsza wartość stosunku:

$$\frac{\text{ilość obrotów powietrza w cylindrze na min}}{\text{ilość obrotów silnika na min}}$$

Wartość ta w silnikach dwusuwowych jest wystarczająco duża, aby mieć ujemny wpływ na przepłukiwanie.

Doświadczenia prowadzone były w kierunku otrzymania takiej komory spalania, aby była ona mniej wrażliwa na brak odpowiednio silnego wirowania. Komora taka, typu wargowatego "Vortex", jest pokazana na rys.4.



Rys.4."Wargowata" komora "Vortex" - Ricarda.

Jest ona kształtu sera holenderskiego, przy tym "warga" lub gardziel jest odizolowana i spełnia częściowo rolę świecy żarowej. W komorze takiej tworzy się podwójny ruch wirowy, jak wykazano na fotografii, rys.5.

Doświadczenia nad silnikiem dwusuwowym wysokoprężnym.

Doświadczenia przeprowadzone na silniku doświadczalnym dostarczają szeregu danych jakościowych, jednak na ogół istnieje duża rozbieżność pomiędzy obliczeniem a rzeczywistymi wynikami:

a/ przy przepychaniu wirującego powietrza z cylindra do komory spalania stosunek szybkości kątowych powinien być teoretycznie odwrotnie proporcjonalny do kwadratów średnic, jeśli zaniedbujemy straty przepływu. W rzeczywistości jest on prawie odwrotnie proporcjonalny do średnic.

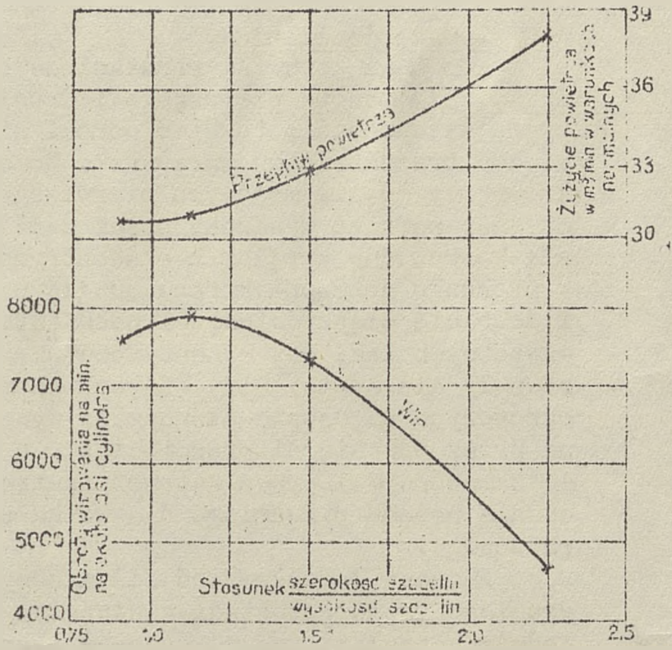
b/ intensywność wiru w silniku rzeczywistym jest od 15 do 20% większa, aniżeli na silniku modelowym lub rzeczywistym obracanym silnikiem elektrycznym, a to na skutek mniejszej gęstości gazów spalinowych.

c/ przy silniku doświadczalnym, do którego powietrze jest dostarczane przez oddzielną sprężarkę, wirowanie będzie się w przybliżeniu zmieniało w stosunku $\frac{\sqrt{P}}{n}$, gdzie P - ciśnienie przepłukiwania, zaś n - obroty silnika.

Gdy silnik napędza swoją własną sprężarkę, to ciśnienie przepłukiwania w większości wypadków będzie proporcjonalne do n^2, zaś wirowanie będzie niezależne od obrotów silnika.

W rzeczywistości jednak występuje szereg dodatkowych czynników, jak: kształt otworów wlotowych, wpływ przyległych ścianek cylindra na wpływające powietrze, oddziaływanie poszczególnych strug powietrza na siebie, wpływ ciepła odbieranego od ścianek cylindrów lub gazów wydechowych i t.d.

Na rys.6 pokazano dla przykładu wpływ grubości strugi na intensywność wirowania. Wyrażone to jest stosunkiem szerokości do wysokości otworu wlotowego. Podane to jest dla stałego ciśnienia przepłukiwania w danym silniku. Zmieniając ten stosunek zmieniało się również wpływ kierunkowości otworu, opór przepływu oraz jego ilość i t.p.



Rys.6. Wpływ grubości strugi na obroty wiru. na min.w przepływie pow.przepłukując.

Każda zmiana jednego z warunków przepływu powoduje zmiany skuteczności przepłukiwania i na odwrót. Wydaje się przeto być wskazane, aby dla każdej nowej konstrukcji przeprowadzić całą serję badań i określić najlepsze warunki dla danego silnika przy łącznym zamontowaniu wszystkich akcesoryj.

<u>Doświadczalny silnik 63/3 Ricarda.</u>

Przekrój silnika jest pokazany na rys.7. Wymiar średnica/skok 95,25//111,12 mm dający pojemność 2,74 litra dla 3 cylindrów. Silnik początkowo był próbowany zarówno ze sprężarką rotacyjną jak i sprężarką tłokową i ostatecznie zastosowano oddzielną sprężarkę tłokową dla każdego z 3 cylindrów. Powody, jakie skłoniły do wyboru sprężarki tłokowej, są następujące:

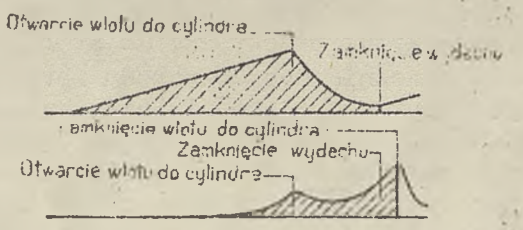
a/ sprawność sprężarki tłokowej jest bardzo wysoka na dużych obrotach,

b/ jest ona tania w wykonaniu,

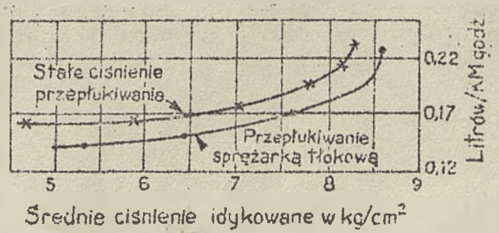
c/ daje się łatwo regulować w odniesieniu do kąta obrotu wału dla otrzymania najlepszych warunków ładowania i przepłukiwania.

Charakter ładowania i przepłukiwania sprężarki rotacyjnej i tłokowej jest podany na rys.8.

Wpływ zastosowania sprężarki rotacyjnej względnie tłokowej na zużycie paliwa jest uwidoczniony na wykresie ry.9.



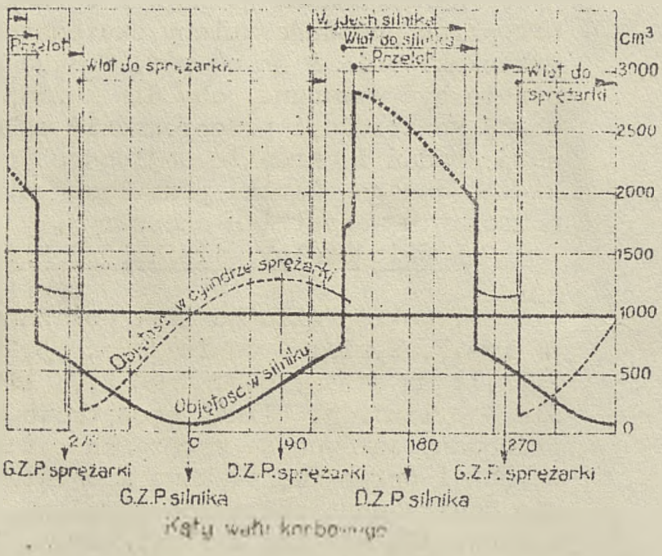
Rys.8.Ciśnienie przepłukiwania.
Góra:sprężarka rotacyjna.
Dół:sprężarka tłokowa.



Rys.9.Wpływ systemu przepłukiwania przy 1500 obr/min.
x - oddzielna dmuchawa Rootsa - o,95 objęt.skokowej przy warunkach norm.
o - sprężarka tłokowa - 0,91 objęt. skokowej przy warunkach normalnych.

W obu wypadkach stosunek $\frac{\text{powietrze dostarczone na obieg}}{\text{objętość skokowa}}$ był prawie taki sam.

Na wykresie rys.10 podane są ograniczenia objętości dostarczanych przy sprężarce tłokowej w odniesieniu do kąta obrotu wału korbowego.



Rys.10.Zmiana objętości dostarczanych w zależności od kąta obrotu wału korbowego, ograniczonych:
a/przez tłoki silnika albo przez tłok silnika i sprężarki razem/linia gruba/;
b/przez tłok samej tylko sprężarki/lin.cienka/.

Wyważenie silnika.

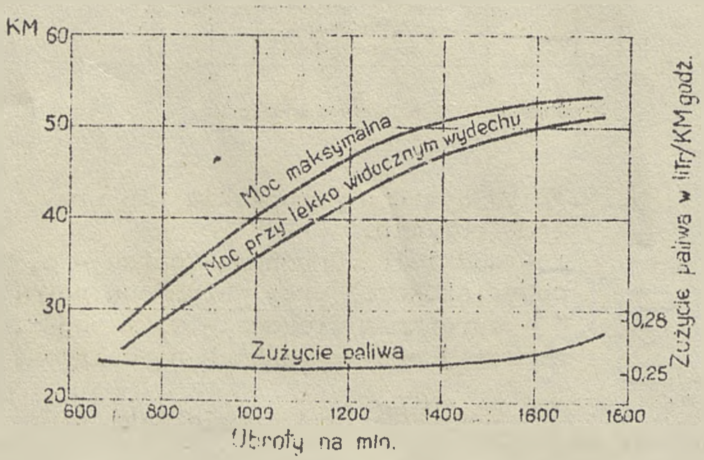
Ponieważ korby są rozstawione co 120°, siły masowe pierwszego i drugiego rzędu są wyważone; to samo odnosi się do układu trzech tłoków sprężarek. Moment łożyskowy od sił masowych pierwszego rzędu jest również wyważony przez zaczepienie korbowodów sprężarek ekscentrycznie w stosunku do czopa korbowodu głównego i dobranie ciężarów części posuwisto - -zwrotnych tak, aby momenty obu układów równały się sobie. Siły odśrodkowe mas obrotowych na czopie głównym są wyważone przez odpowiedni przeciwciężar w kole zamachowym i przez kątowe przemieszczenie napędu przedniego dla wałka rozrządczego.

Moment łożyskowy od sił masowych drugiego rzędu pozostaje niewyważony powodując działanie oscylacyjne w płaszczyźnie nachylonej pod kątem do poziomu.

Jednak przy regulowanej szybkości silnika /1800 obr/min/, efekt ten nie daje się zbyt dotkliwie odczuć.

Napęd zaworów wydechowych.

Urządzenie o jednym zaworze u góry dla wydechu wprowadza szereg wad w układzie silnika dwusuwowego, a mianowicie dla zapewnienia dobrego przepłukania w ciągu dość krótkiego czasu potrzebny jest duży wznios zaworu wydechowego, co wprowadza duże przyspieszenia powodujące kłopoty ze sprężynami; poza tym niezależnie od wielkości wzniosu zaworu przestrzeń opływu na około zaworu stwarza ograniczenia przepływu, przekroczenie których podnosi znacznie moc do napędu sprężarki i obniża tym samym średnie ciśnienie efektywne. Te wady zostały częściowo usunięte przez zastosowanie specjalnie maskowanych zaworów i przez użycie mocnych sprężyn agrafkowych. Użycie zaworów z przesłonkami umożliwia rozszerzenie kąta otwarcia zaworu o 10° na każdą stronę ułatwiając konstrukcję krzywki i powiększając powierzchnię otwarcia zaworu. Pomimo to uproszczenie konstrukcyjne jest znaczne oraz zalety przepłukiwania przelotowego są bardzo duże. Na rys.11 jest podany napęd i mechanizm zaworów.



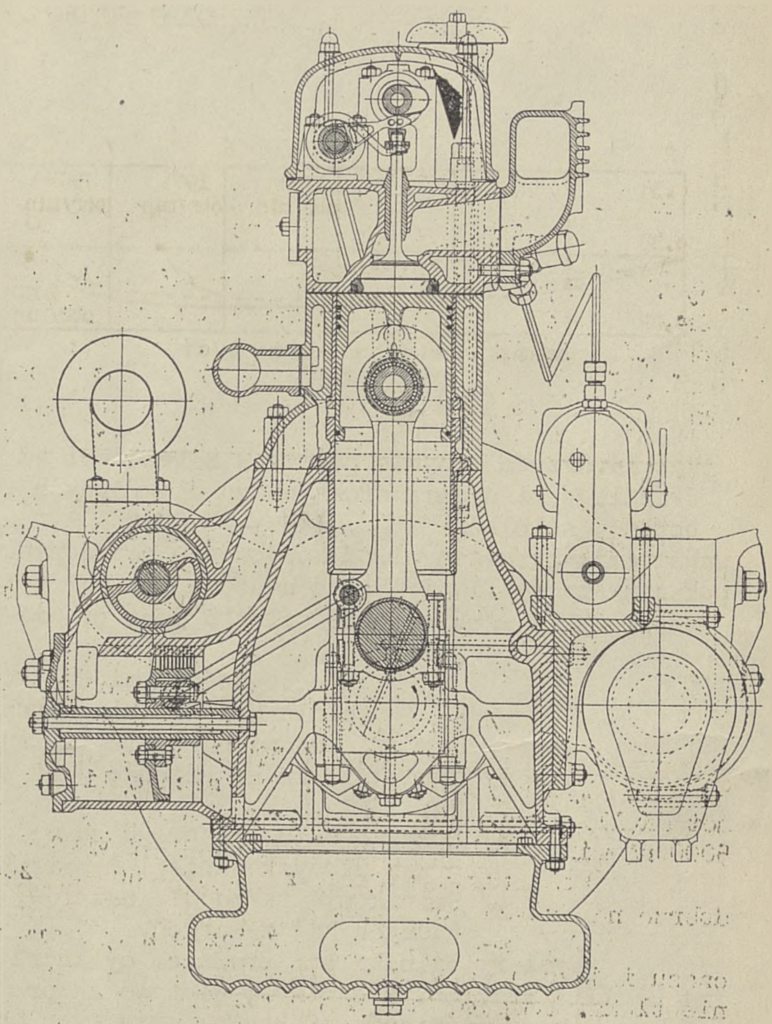
Rys.12.Krzywe mocy i zużycia paliwa.

Osiągnięcia.

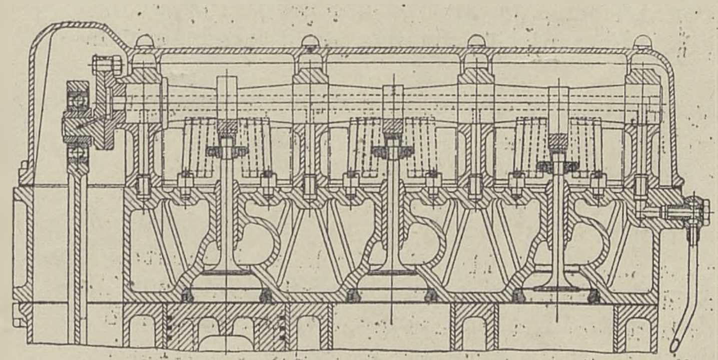
Doświadczenie wykazało, że w zakresie użytecznych obrotów sprawność termiczna i sprawność przepłukiwania są wysokie. Krzywe charakterystyczne podane są na wykresach rys.12 i 13.



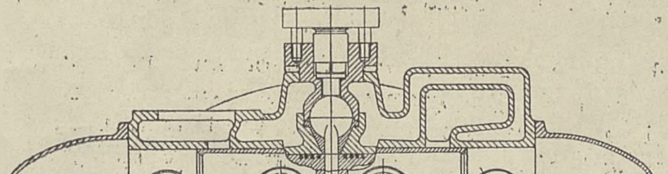
Rys. 5. Smugi ruchu powietrza.



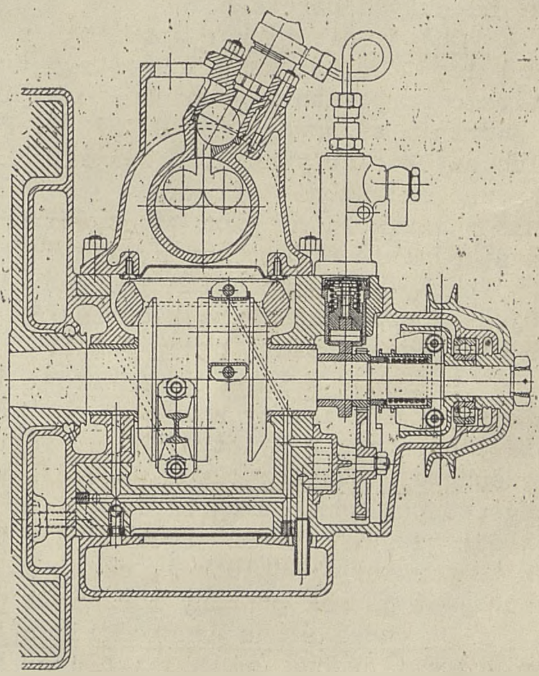
Rys. 7. Przekrój poprzeczny silnika 63/3.



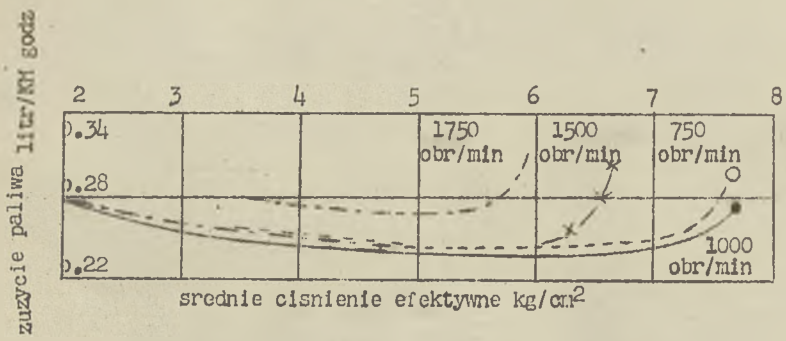
Rys. 11. Mechanizm zaworów wydechowych silnika 63/3.



Rys. 14. Przekrój poprzeczny małego wysoko-obrotowego silnika z ramionami wahliwymi.



Rys. 15. Przekrój podłużny małego wysoko-obrotowego silnika z ramionami wahliwymi.



Rys.13.Krzywa zużycia paliwa w zależności od średniego ciśnienia efektywnego dla różnych obrotów silnika.

Szczególne uwagi dotyczące silników dwusuwowych.

Wysokie obroty. Przed obecną wojną istniało dążenie do skonstruowania taniego silnika dla dużych obrotów, któryby zawierał następujące cechy:

a/prostotę konstrukcji /dwusuw/,
b/duży wydatek mocy /duże obroty/,
c/prostotę wyposażenia wtryskowego zredukowanego do minimum.

Dla zrealizowania tej myśli opracowano silnik jednocylindrowy o tłokach przeciwbieżnych napędzanych dźwigniami wahliwymi, poruszanymi od korbowodów osadzonych na wspólnym wale wykorbionym. Silnik ten, pokazany na rys.14 i 15, ma następujące zalety:

1/ Wyważenie silnika jest prawie całkowite i jedynym źródłem zakłócającym jest:
   a/odległość pomiędzy korbami/można ją zrobić bardzo małą/,
   b/dla polepszenia warunków ładowania korby nie są dokładnie rozstawione co 180°.
2/ Nacisk tłoka na ściankę jest dużo mniejszy aniżeli przy normalnym silniku.
3/ Łożyska wału krobowego są wolne od sił tłokowych, które przeniesione są przez ułożyskowanie i konstrukcję podpierająca ramion napędzających.
4/ Silnik nie ma wogóle zaworów, a ten przedstawiony na rys.14 nie posiada żadnych kół zębatych.

Wymiary silnika są: średnica cylindra 65 mm, skok 2x80 mm. Głowica jest typu Comet MK III /rys.15/, zaś otwory wlotowe są promieniowe. Uzyskane obroty wynosiły ponad 5000 na min, a ciśnienie efektywne przy tych obrotach około 4 kg/cm^2.

Początkowe kłopoty z wtryskiwaczami zostały usunięte i silnik pracował bardzo dobrze na dużych obrotach.

Chłodzenie tłoka. W związku z wytwarzaniem większej ilości ciepła w jednostce czasu i jego odprowadzeniem powstają trudności z chłodzeniem pewnych części, a szczególnie tłoka. Temperatury graniczne dla pierścieni tłokowych są w okolicy 220°C zaś dla łożysk sworznia tłokowego 250 do 270°C. Przekroczenie tych temperatur powoduje zacieranie się lub szybkie zużywanie. W związku z tym niebezpieczeństwem stosuje się względnie intensywne chłodzenie tłoka, bądź to przez natryskiwanie tłoka od wewnątrz olejem łącznie z izolacją cieplną od części bardziej czułych na wysoką temperaturę, bądź to przez specjalnie opracowany system chłodzenia, jak to jest pokazane na rys.16, gdzie olej jest wpychany pod ciśnieniem pod dno tłoka i powraca przez wąską szczelinę pierścieniową. Olej jest doprowadzany przez okres 75° kąta korby wału w okresie, kiedy siła masowa pomaga, a nie przeciwdziała przepływowi.

Pulsacje w rurze wydechowej. W silnikach samochodowych pracujących na dużym zakresie szybkości i przy zmiennym obciążeniu jest niemożliwym wykorzystanie właściwości oddziaływania gazów wylotowych na efekt przepłukiwania. Oznacza to dobranie długości rury wydechowej tak, aby okres pulsacji w niej pokrywał się z okresem otwarcia otworu wydechowego. Odpowiednia długość rury jest nie tylko funkcją otwarcia, ale również funkcją szybkości głosu. Pierwsze zmienia się z szybkością, drugie zaś z pierwiastkiem kwadratowym z temperatury absolutnej, czyli zależy od szybkości i obciążenia. Wpływ tych czynników nie jest jednak poważny i czasami prawie mało znaczący.

Stosunek skoku do średnicy cylindra. Stosunek ten ma wpływ zarówno na przepłukiwanie jak i proces spalania, a jego zmiana daje na ogół sprzeczne sobie wyniki, jak np.:

a/doświadczenie na wielu silnikach o przepłukiwaniu przelotowym wykazało, że stosunek

$$\frac{\text{powietrze zatrzymane w cylindrze}}{\text{powietrze dające się zatrzymać w zupełnie wypróżn. cylindrze}}$$

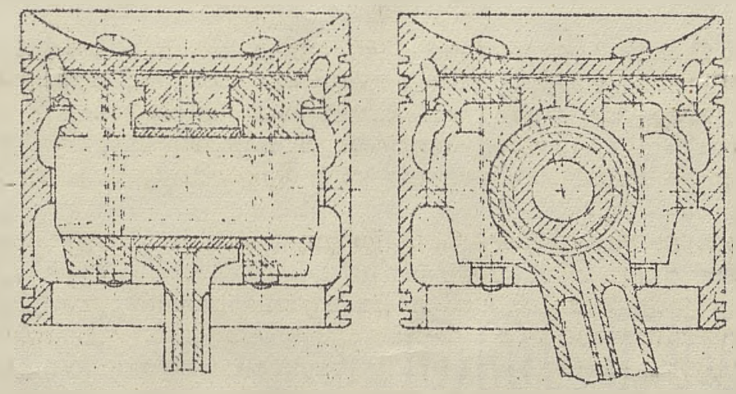
jest tym większy, im większy jest stosunek skoku do średnicy.

b/ szybkość przepychania powietrza z komory cylindra do komory spalania zmniejsza się ze zwiększeniem stosunku skoku do średnicy /patrz rys.17./

c/ przy jednakowych: szybkości powietrza, kącie wlotu i innych współistniejących czynników większy stosunek skoku do średnicy daje większe natężenie wiru początkowego,

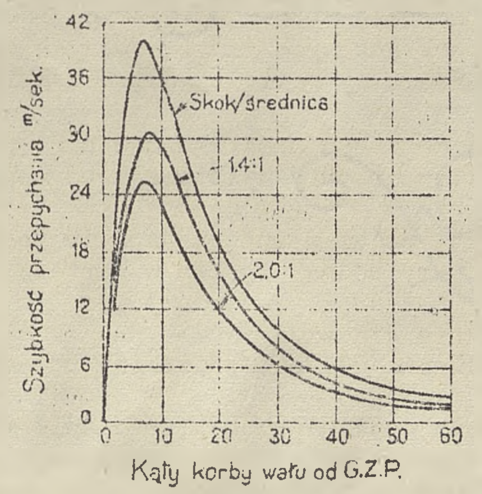
d/ długi skok jest do pewnego stopnia kompensatą na wcześnie otwierający się wydech.

W tym wszystkim wpływ bocznego umieszczenia sprężarek tłokowych na wymiary silnika musi być brany pod uwagę.



Rys.16.Składany tłok chłodzony olejem.

Wyposażenie wtryskowe. Istniejące pompki wtryskowe i wtryskiwacze są dostosowane do silników czterosuwowych. W silniku dwusuwowym wymagane są dwa wtryski w tym samym czasie, co jeden wtrysk w silniku czterosuwowym. Powstaje zatem szereg problemów do rozwiązania. Na ogół kąt wzniosu i ilość wtryskiwanego paliwa pozostają te same, zmienia się tylko okres między dwoma kolejnymi wtryskami. Czas napełniania pompki, specjalny kształt krzywki napędzającej tłoczki - - wszystko to wymaga zmiany.



Rys.17.Wpływ stosunku skoku do średnicy cylindra na szybkość przepychania pow.z cylindra do komory spalan.

Ogólnie mówiąc wyposażenie wtryskowe jest bardzo drogie i na ogół kosttuje tyle samo, co silnik; zatem potanienie silników wysokoprężnych, a szczególnie dwusuwowych, jest uzależnione od postępu w sposobie wtryskiwania.

ZUZYCIE CYLINDROW.

Analiza czynników powodujących korozję.
/"Automobile Engineer", październik 1944.Skrót/

W Nr.4 "Przeglądu Motoryzacyjnego", w artykule "Przyczyny zużycia cylindrów" jako jedną z głównych przyczyn podano korozyjne działanie mieszanki i spalin na gładzie cylindra. W niniejszym artykule rozważane są czynniki wpływające na korozję gładzi cylindrowych.

Nadmiernie szybkie zużycie cylindrów spowodowane jest przez korozję i jest kwestją "ilości przetrwanych zim", a nie ilości przebytych kilometrów. Jest ono również funkcją sposobu użytkowania pojazdu. Np. przy ruchu miejskim na krótkie odległości z częstymi postojami, w pojeździe bez termostatu i właściwej wentylacji karteru silnika, można zniszczyć całkowicie cylindry nowoczesnego silnika w przeciągu jednej zimy, t.j. na dystansie ok.5000 km.

Z drugiej strony, próby prowadzone przed paru laty przez jedną z amerykańskich wytwórni smarów wykazały średnie zużycie cylindrów 0,025 mm na 200,000 km. Warunki, w których przeprowadzono próby, odbiegały jednak daleko od normalnych warunków pracy pojazdu i nie dają właściwego pojęcia o zużyciu.

Cylindry w silniku zużywają się nierównomiernie i największe zużycie występuje zwykle w cylindrach końcowych; zdarzają się jednak czasem wypadki największego zużycia cylindrów środkowych.

Bez działania korozji zużycie cylindrów powodowałoby równomierny wzrost ich średnicy na całej długości pracy pierścieni tłokowych. Na skutek jednak korozji największe zużycie zachodzi przy górnym położeniu pierścieni tłokowych, zmniejszając się stopniowo ku dołowi na długości 50 - 75 mm, poniżej zaś zużycie jest normalne.

W miejscach gdzie zachodzi korozja,ścianki cylindra mają temperaturę niższą niż ta, przy której kwas zaczyna działać. Korozję można zmniejszyć przez podniesienie temperatury ścianek cylindra; ale w warunkach surowych zim i mroźnych nocy, gdy pojazd pozostawiony jest na otwartym powietrzu, proces wytrawiania ścianek cylindra zachodzi przy każdorazowym zagrzewaniu silnika.

Główne sposoby opanowania korozji mogą być uszeregowane następująco:

1/ Termostatyczna regulacja temperatury wylotowej wody chłodzącej w granicach 65 - 75°C.

2/ Wentylacja karteru silnika, celem usunięcia spalin przepuszczonych przez pierścienie i zapobieżenie skraplaniu się pary wodnej spalin w karterze, która powoduje rozbicie smaru na drobne krople.

3/ Właściwe i obfite smarowanie gładzi.

4/ Specjalna regulacja smarowania gładzi /oddzielna od zaworu dławiącego przy pompie olejowej/.

5/ Zredukowanie przepuszczania spalin przez pierścienie tłokowe.

Srodkiem zabezpieczającym przed korozją są krótkie tuleje cylindrowe, częściowo austenityczne, częściowo nierdzewne, które dają kwasoodporną powierzchnię w miejscu najbardziej narażonym.

Długie próby potwierdzają, że dla zapewnienia małego zużycia konieczne jest stworzenie warstwy oleju na ściankach cylindra. Obfite smarowanie daje wtedy dobre wyniki, gdy olej jest rozprowadzany po ściankach cylindra, ale nie przedostaje się do komory sprężania.

Zwykle jednak ilość doprowadzonego do cylindrów oleju jest ograniczona ze względu na obawę przedostawania się go w nadmiernej ilości do przestrzeni sprężania.

Zostało stwierdzonym, że mieszanki 12:1 i 14:1, przy częściowo otwartej przepustnicy, powodują zużycie 3- do 7-krotnie większe od normalnego. Uboższe mieszanki dają mniejsze zużycie, jest to raczej zadziwiające, gdyż wydawałoby się, że utleniająca

atmosfera ubogiej mieszanki winna powodować większe zużycie. Przyczyna przeciwnego działania bogatych mieszanek daje się z jednej strony wytłomaczyć tym, że rozpuszczają one cienką i tak warstwę ochronną oleju, a z drugiej strony obniżają one temperaturę ścianek cylindra, pobierając ciepło na wewnętrzne odparowanie.

Mieszanki zassane przy częściowo otwartej przepustnicy powodują większe zużycie korozyjne, podczas gdy mieszanki zassane przy pełnej przepustnicy, spalając się, podnoszą temperaturę ścianek cylindra powyżej temperatury działania kwasów, powstałych podczas sprężania. Różnice zużycia poszczególnych cylindrów silnika dadzą się wytłomaczyć różną temperaturą ścianek.

Podczas prób przeprowadzonych w dogodnych warunkach, przy małej ilości startów, używano do chłodzenia silnika alkoholu oraz wody. Termostat wyregulowano na 65°C /temperatura wylotowa chłodziwa/. Zużycie było w stosunku 1:3 pomiędzy silnikiem chłodzonym alkoholem i silnikiem chłodzonym wodą. Temperatura ścianek cylindra chłodzonego wodą była ok. 20°C niższa od temperatury ścianek cylindra silnika chłodzonego alkoholem. Jest ciekawe, że podniesienie temperatury ścianki cylindra o 20°C zmniejszyło zużycie do 1/3.

Innym czynnikiem zwiększającym zużycie korozyjne jest zniekształcenie cylindra, a co za tym idzie, przepuszczanie pierścieni tłokowych. Zniekształcenie cylindrów następuje z powodów mechanicznych, np. przykręcenie głowicy, i termicznych, np. nierównomierne rozszerzanie się na skutek wysokich temperatur kanałów wydmuchowych oraz miejscowego braku wody wokół ścianek cylindra. Gdy zachodzą odkształcenia cylindra, pierścienie winny być zabezpieczone przed obrotem, aby mogły się dotrzeć do zniekształconego przekroju cylindra.

Ciśnienie pod górnym pierścieniem może mieć również wpływ na zużycie. Ciśnienie to zależy od luzu między denkiem tłoka a ścianką cylindra oraz od odległości pierścienia od górnej krawędzi tłoka. Gdy korozja poczyni znaczny postęp w tych częściach, tłok traci właściwe pasowanie, a pierścienie narażone są na szkodliwe działanie ciśnienia i temperatury. Pasowanie denka tłoka zależy również od jego temperatury. Bogate mieszanki obniżają temperaturę denka tłoka i zwiększają przez to luz między denkiem a cylindrem.

Czynnikiem powodującym również zużycie jest niewłaściwy zapłon. Położenie pierścienia w rowku winno odpowiadać punktowi maksymalnego ciśnienia w cylindrze, które uzyskuje się zwykle bezpośrednio poza górnym martwym punktem. Jeśli zapłon jest przyspieszony, ciśnienie maksymalne jest wyższe i zachodzi wcześniej. Badania wykazały, że przyspieszenie zapłonu za duże o 5° może spowodować zużycie od 50 do 100% większe od normalnego. Ponieważ czas zapłonu w cylindrach może się różnić o 7° na skutek niedokładności rozdzielacza, stąd też może powstać nierównomierne zużycie cylindrów.

Bezwątpienia bardzo ważnym czynnikiem wpływającym na zużycie jest gatunek paliwa.



Rys.1. Zużycie w cylindrze niemieckim przy dwóch rodzajach paliwa.

Wykresy na rys.1 wykonane na podstawie prób dokonanych w Niemczech, podają zużycie cylindrów przy użyciu jako paliwa mieszanki spirytusowej rynkowej oraz paliwa dla silników lotniczych. Przy próbach użyto silników, które nie zapewniały szybkiego podgrzania mieszanki lub wody chłodzącej, oraz ścianek cylindrów; pierścienie tłokowe nie były zbyt szczelne.

Większe zużycie przy zastosowaniu paliwa z domieszką spirytusu można wytłomaczyć rozpuszczającym jego działaniem na olej silnikowy. Mieszanki spirytusowe, jeśli nie są właściwie uzupełnione dodatkiem lekkiej benzyny lub jej odpowiednika, wymagają dłuższego czasu nagrzania silnika, a co za tem idzie dłuższej pracy silnika na "ssaniu".

Bardzo starannie przeprowadzone doświadczenia przez Bureau of Standards wykazują, że użycie jako paliwa 95% spirytusu daje korozję cylindrów o 30% mniejszą niż zwykła benzyna rynkowa, pomimo tego że mieszanka taka musi zawierać znacznie więcej nieodparowanego paliwa.

Warunki przeprowadzonych prób zbliżone były do normalnych warunków pracy silnika, to znaczy z długimi przestojami wymagającymi powtórnego grzania silnika.

Z doświadczeń Bureau of Standards wynika, że benzyna rynkowa pod względem zużycia korozyjnego jest gorsza niż większość paliw zastępczych, zawierających alkohol, aceton, lutyl lub produkcji suchej destylacji węgla i olejów. Przy zastępczych paliwach temperatura ścianek cylindra ma ten sam wpływ jak przy benzynie rynkowej.

Możemy teraz uzupełnić sposoby opanowania korozji:

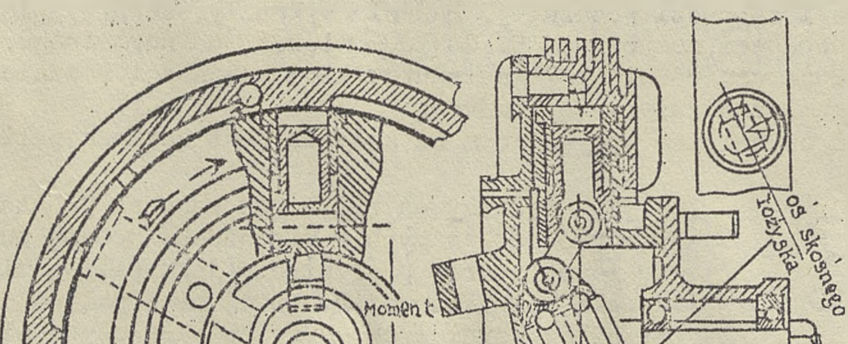
1/Użycie możliwie ubogiej mieszanki przy częściowo otwartej przepustnicy.
2/Użycie paliwa, które dobrze odparowuje po zmieszaniu z powietrzem.
3/Utrzymanie temperatury ścianek cylindrów możliwie jednakowej i wysokiej, jednak w granicach dopuszczalnych.
4/Dobrze wyregulowany zapłon dla wszystkich cylindrów.

Jak widzimy z powyższych rozważań zużycie przez korozję zależne jest od wielu czynników i może być spowodowane w każdym silniku przez drobne usterki w regulacji.

Głównie atakowana jest górna część cylindra. Słuszną więc rzeczą jest stosowanie kwaso odpornej tulei długości 40-70 mm w silnikach chłodzonych wodą. Warstwa smaru chroni tuleję przed korozją, winniśmy więc używać możliwie najlepszych pierścieni tłokowych dla zapewnienia właściwego rozprowadzenia oleju.

PRZEKŁADNIA HYDRAULICZNA.

/F.E.Swain,"The Automobile Engineer",październik,44.
Skrót./



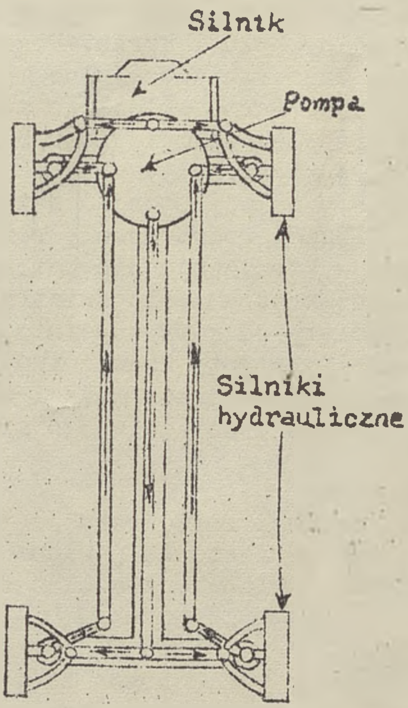
Rys. 1. Silnik hydrauliczny 15 K M=100 obr/min.

Panuje ogólne przekonanie, że wóz powojenny będzie modelem z 1939 r.; nowy model może ukazać się dopiero 2 - 3 lata po zakończeniu wojny.

Pogląd ten nie jest słuszny, gdyż już obecnie należy czynić wysiłki nad obniżeniem ceny samochodu a zwłaszcza przeniesienia napędu, t.j. sprzęgła, skrzynki przekładniowej, wału napędowego i mostu tylnego. Autor twierdzi, że rozwiązanie leży w zastosowaniu przekładni hydraulicznej, która nie przedstawia żadnych trudności konstrukcyjnych ani produkcyjnych.

Napęd hydrauliczny składałby się z jednej pompy hydraulicznej, napędzanej przez silnik spalinowy, oraz z 4 silników hydraulicznych, związanych z kołami pojazdu /rys.2/. Jeśli przyjmiemy moc silnika spalinowego na 40-60KM, to na każdy silnik hydraulicz-

ny wypada moc 10-15 KM. Rys.1 podaje schemat takiego silnika, który może zmieścić się w obrysie obecnego bębna hamulcowego. Silnik ten jest 6-cylindrowy przy czym oś środkowa jest skośna i nieruchoma. Tłoki /nurniki/ połączone są krótkimi korbowodami z osadą łożyskową, która opiera się na łożyskach kulowych, umieszczonych na ekscentrycznej nieruchomej osi. U góry i u dołu przewidziane są w karterze symetryczne otwory wlotowe i wylotowe oleju. Tłoki i cylindry osadzone są w tarczy /rotorze/, która może obracać się wewnątrz karteru korpusu.



Rys. 2 Instalacja ogólna

Olej wpuszczany od pompy naciska na tłoki i powoduje obrót rotoru oraz ruch tłoków w dół i w górę. Ponieważ rotor umocowany jest do kół pędnych, wobec tego obrót rotoru powoduje bezpośrednio obrót kół pojazdu.

Rotor jest zrównoważony hydraulicznie. Sterowanie wlotu i wylotu oleju odbywa się automatycznie przez obrót rotoru. Kształt pompy hydraulicznej jest podobny do silnika. Różnica jest tylko w wymiarach, oraz w tym, że rotor jest napędzany przez silnik spalinowy, który powoduje ruch tłoków w górę i w dół. Poza tym skośność osi środkowej, a więc i wykorbienie jest zmienne i może być dowolnie nastawiane ze stanowiska kierowcy - dając nieograniczoną zmienność przekładni.

Rys.2 podaje schemat instalacji hydraulicznego napędu na samochodzie. Zalety tego napędu są następujące:

1/Prostota.
2/Napęd na 4 koła.
3/Nieskończona ilość przekładni.
4/Łatwy dostęp i konserwacja.
5/Łatwość zastosowania niezależnego zawieszenia wszystkich kół.

Silniki hydrauliczne służą równocześnie jako hamulce, wskutek czego odpada cała instalacja hamulców. Dla uzyskania biegu do tyłu pompa może być napędzana nie bezpośrednio przez silnik, lecz przez układ kół zębatych zwiększających równocześnie obroty pompy.

Podobnie koła pędne pojazdu mogą być umocowane bezpośrednio do rotorów, bądź też może być wstawiona redukcja pomiędzy rotor i koło pędne.

Autor przewiduje, że cena samochodu z taką przekładnią hydrauliczną powinna być niższa, niż z przekładnią klasyczną.

Następujące dane podają w przybliżeniu wymiary pompy i silników hydraulicznych:

Pompa:	Ø rotoru	max./min.	KM
	35 cm	2000	60
	17,5 cm	4000	60

Silnik hydrauliczny:	Ø rotoru	max./min.	przekładnia	KM
	30 cm	1000	wprost	15
	17,5 cm	2000	2/1	15

LAMPY PRZECIWMGIELNE.

/Wilfird H.Lund."Journal", październik, 1944 r./

Wszyscy się z tym zgodzą, że prowdazenie wozu we mgle stawia kierowcom chyba najtrudniejsze warunki, gdyż trudno znaleźć taką lampę, która by dobrze oświetlała przez mgłę.

Tak jak dzisiaj to nauka przedstawia, mgła składa się z niezliczonej ilości maczasteczek wody; można by też nazwać to zawieszoną w powietrzu parą wodną, przy czym w zabudowanych i przemysłowych miejscowościach para ta posiada zawiesiny pyłu i kurzu. Poszczególne czasteczki mgły przedstawiają sięw formie małych kropelek, mających więcej lub mniej kulisty kształt. Bardzej oddalona ścianka takiej kuleczki posiadając formę wklęsłego zwierciadła odbija padające nań promienie świetlne. Ponieważ takich kropelek we mgle jest bardzo dużo, więc można powiedzieć, że tworzą one nieprzepuszczalną kurtynę.

Dla rozwiązania chociaż częściowo tego trudnego problemu należy podejść z innej strony. Wiadomo powszechnie, że tuż nad samą ziemią mgła jest bardziej rozrzedzona; rozrzedzenie to może sięgać do 0,5 m nad ziemią. Tę więc cechę mgły wykorzystuje się umieszczając u dołu wozu bardzo mocną lampę, wysyłająca spłaszczony stożek strumienia świetlnego, o dużym kacie stożka, bo ok.90°. Stożek świetlny musi być odcięty od góry zupełnie, by nie oślepiać kierowcy; światło jest rzucane głównie do przodu i w stronę krawężnika, przy którym samochód jedzie. Kierowca patrzy obecnie ze swego stanowiska przez mgłę i widzi na kilka metrów przed sobą słabo oświetloną drogę; a zatem z chwilą zbliżającego się samochodu z przeciwnej strony widzi najpierw jego dół.

To wszystko, co można tą drogą osiągnąć.

Autor proponuje reflektory dwudzielne; połówka górna takiego reflektora jest przesunięta nieco do tyłu względem dolnej połówki. Zarówka w takim reflektorze powinna mieć osłonę w swej górnej przedniej ćwiartce. Lampa przeciwmgielna powinna rozdzielać swoje światło następująco:

50% całego światła skierowane do przodu;
40% światła na brzeg chodnika, wzdłuż którego wóz porusza się;
10% światła na środek drogi.

W samochodach wyposażonych w instalację 12V lub 24V należy używać do tego światła żarówek 48W lub 60W, przy instalacji 6V należy używać żarówek 36W.

Celem uniknięcia promieni oślepiających należy dać filter dla całego strumienia wychodzącego z żarówki; filtr taki stanowi żółta szyba szklana w lampie. Gdyby nie było filtra, wówczas promienie, nawet nie odbite od reflektora, trafiałyby na cząsteczki mgły na wysokości oczu kierowcy i odbijając się oślepiałyby go. Na ogół wszyscy się z tym zgadzają, że zmiana koloru światła przeciwmgielnego na żółty nie ma specjalnych innych zalet, jedynie to, że nie oślepia kierowcy.

TARCIE W ŁOZYSKACH KULKOWYCH I ROLKOWYCH.

/L.Rozenfeld,"Engineering",29 wrzes.,6 październ.44.
Skrót./

Artykuł ten jest zbiorem wiadomości i wyników badań mających na celu ustalenie, w jakim stopniu pewne czynniki wywierają wpływ na siły tarcia w łożyskach kulkowych i rolkowych.

Straty tarcia można wyrazić momentem obrotowym wywołanym siłami tarcia, albo można określić je przy pomocy współczynnika tarcia. Każda z tych metod posiada swoje zalety w jej stosowaniu, lecz również i pewne wady.

Współczynnik tarcia zmienia się w poważnych granicach zależnie od chwilowych warunków pracy, natomiast moment obrotowy pochodzący od sił tarcia jest prostym stosunkiem obciążenia i szybkości. Metody badań oparto na obu tych sposobach

Całkowity opór tarcia w łożysku kulkowym lub rolkowym składa się głównie z tarcia toczenia wraz z tarciem poślizgu, oraz z tarcia powodowanego przez smar.

Tarcie toczenia występuje na skutek elastycznej deformacji kulek lub rolek, oraz bieżni, po których te elementy się toczą.

Tarcie poślizgu wywołane jest różnicą szybkości toczenia elementów, będących równocześnie ze sobą w punktowym styku. Zależy ono w dużej mierze od dokładności dopasowania elementu toczącego się i bieżni, a wpływ ten uwydatnia się specjalnie w łożyskach kulkowych i sferycznych rolkowych. Dalej zależy ono od tendencji, jaką posiadają elementy toczne do obracania się dookoła osi, która nie jest równoległą do osi obracającego się wału. To zjawisko występuje w łożyskach obciążonych siłami osiowymi, które powodują skośne ustawianie się osi toczenia rolek i kulek zwłaszcza w pewnych typach łożysk. Następną przyczyną wpływającą na wielkość tarcia poślizgu jest poślizg występujący n.p. pomiędzy czołem rolki a obrzeżem bieżni w łożyskach rolkowych cylindrycznych i stożkowych. W tych ostatnich występuje tarcie specjalnie jaskrawo, gdzie "klinowe" działanie sił stara się docisnąć rolkę do zewnętrznego obrzeża bieżni. Tego rodzaju tarcie jest jednak małe w porównaniu ze stratami wywołanymi przez zwichrzenie się osi toczenia rolki w stosunku do osi wału. Ostatnim wreszcie czynnikiem zwiększającym tarcie poślizgu jest tarcie pomiędzy elementem tocznym a koszyczkiem, względnie pomiędzy koszyczkiem a bieżniami.

W dobrze smarowanych łożyskach zużycie elementów na skutek tarcia poślizgu jest wybitnie zmniejszone przez działanie warstwy oleju. Tu jednak z obniżeniem tarcia poślizgu następuje wzrost sumarycznego tarcia na skutek powstającego hydrodynamicznego ciśnienia, które powstaje na krawędzi prowadzącej elementu tocznego oraz na skutek strat energii zużytej na wyciskanie i rozbryzgiwanie smaru.

Zbadano na łożyskach kulkowych i rolkowych, że ta część hydrodynamiczna tarcia może być kilka razy wyższa od czystego tarcia toczenia specjalnie w wypadku niskich obciążeń.

Oprócz tarcia poślizgowego, które zachodzi w normalnych warunkach pracy łożyska, w niektórych wypadkach zachodzi zjawisko pełnego poślizgu. N.p. w łożyskach korbowodu przyspieszenia mogą być tak duże, że siły masowe rolek lub kulek mogą wywołać czysty poślizg w nieobciążonej strefie łożyska. Z tego powodu wymiary i masę elementów tocznych redukuje się do możliwego minimum.

Duży poślizg może być powodowany niedokładnym wykończeniem łożyska. Aczkolwiek obecnie precyzja wykończenia łożysk jest bardzo wysoka, to jednak pewne niedokładności zewnętrznych powierzchni pierścieni przenoszą się i uwydatniają na bieżniach, zwłaszcza jeśli obydwie bieżnie są cylindryczne. Przy rolkach dłuższych, aniżeli dwie średnice rolki, niedokładność w wykonaniu przewiercenia otworu pierścienia wewnętrznego, niedokładność wykonania nasady na wale, zgięcie wału i t.p., bardzo poważnie wpływają na zwiększenie się tarcia, gdyż daje to niedokładność w prowadzeniu rolek na bieżniach i poważne zwichrzenia się osi toczenia rolek w stosunku do osi wału.

Typ łożyska ma również wybitny wpływ na tarcie. Stwierdzono, że tarcie w łożyskach rolkowych cylindrycznych jest mniejsze, aniżeli w samonastawnych dwurzędowych łożyskach kulkowych. Łożyska z głęboko żłobioną bieżnią wykazują największe straty na tarcie.

W łożyskach kulkowych z bieżniami rowkowymi duży wpływ na tarcie ma dobór odpowiedniego promienia rowka do średnicy kulki. Współczynnik tarcia wzrasta, gdy stosunek promienia rowka do średnicy kulki maleje, specjalnie przy dużych obciążeniach.

Współczynnik tarcia jest niższy przy bieżniach płaskich, aniżeli przy bieżniach wgłębionych.

W stratach na tarcie dają się zauważyć dwa maksima: jedno przy niskich obrotach, w momencie gdy film olejowy zaczyna oddzielać od siebie elementy ślizgające się w punkcie styku i drugie przy wysokich obrotach, gdzie na skutek zwiększenia temperatury spada wiskoza oleju.

Jeśli chodzi o wielkość elementów tocznych, to okazuje się, że opór tarcia

jest mniejszy przy dużych kulkach i rolkach, aniżeli przy małych. Ustalono na podstawie matematycznych obliczeń, że minimalny moment obrotowy wystąpi wówczas, gdy średnica kulki lub rolki jest 1 do 1,66 razy większa od średnicy bieżni wewnętrznej. Taka średnica byłaby znacznie większa od normalnie stosowanych średnic.

Ilość kulek również wpływa na straty tarcia, co stwierdzono na łożyskach z głęboko żłobionymi bieżniami. Przy małych obciążeniach siły tarcia maleją wtedy, gdy zmniejsza się ilość kulek; przy dużych obciążeniach tarcie poważnie wzrasta przy zmniejszeniu ilości kulek.

W łożyskach z bieżniami głęboko żłobionymi zwiększenie luzu obniża tarcie, podczas gdy przy luzie praktycznie równym zeru tarcie jest bardzo wysokie.

Wpływ koszyczka na straty tarcia zależny jest od jego wagi, od wielkości przyspieszeń i opóźnień, od dokładności wykonania, kształtu i grubości elementów tocznych i ich prowadzenia.

Uszczelki olejowe zużywają poważną ilość energii i pomiary przeprowadzone z pierścieniami filcowymi wykazały, że straty te mogą wynosić 90% całkowitych strat - można je jednak zredukować do 25%.

Wzrost obciążenia zwiększa siły tarcia, jednak przy obciążeniach powyżej 2500 kg wielkość strat zmienia się minimalnie.

Smarowanie jest ważnym czynnikiem wpływającym na straty tarcia. Olej jest idealnym smarem, dając małe straty tarcia i łatwą regulację ilości. Smar gęsty pozwala na prostszą konstrukcję korpusu i daje zwiększenie bezpieczeństwa pracy łożyska przy niezbyt dbałej konserwacji. Smarowanie może poważnie zwiększyć opory tarcia, lecz żadne łożysko nie mogłoby pracować dłuższy czas bez smaru. Zadaniem smarowania jest zabezpieczenie przed bezpośrednim stykaniem się metalu z metalem w punkcie poślizgu, wyeliminowanie szkodliwych wpływów nierówności powierzchniowych, które nie mogą być usunięte nawet przez bardzo staranne polerowanie, utrzymanie styku poślizgowego między koszyczkiem a elementem tocznym, względnie tym ostatnim a prowadnicą. Dalej, odprowadzenie ciepła powstałego w łożysku, zabezpieczenie doskonale polerowanych powierzchni przed korozją - wreszcie zwiększenie szczelności korpusu łożyska przed przedostawaniem się do wnętrza wilgoci i zanieczyszczeń mechanicznych.

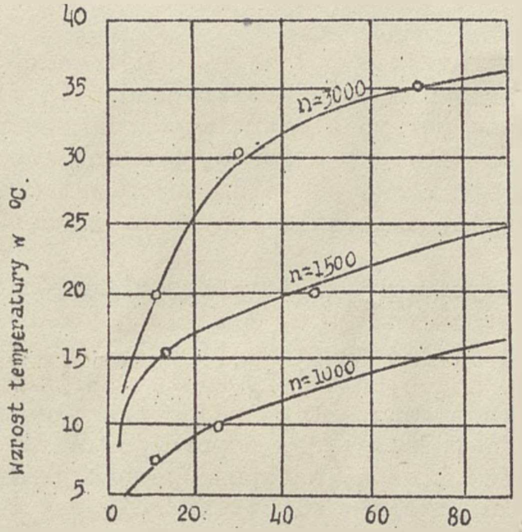
Stwierdzono, że w łożyskach rolkowych powstaje klin oliwny pod działaniem ciśnienia hydrodynamicznego, który stara się unieść i oderwać rolkę od bieżni, zwłaszcza przy dużych szybkościach.

Jeśli chodzi o jakość smaru, to stwierdzono, że olej jest idealnym smarem dla łożysk kulkowych i rolkowych. Straty w tym wypadku są znacznie mniejsze, aniżeli przy użyciu smaru gęstego, specjalnie przy małych obciążeniach. Dopływ oleju może być doskonale regulowany za pomocą smarownicy kroplowej. Firma S.K.F. na podstawie przeprowadzonych badań podaje jednak, że w wypadku sferycznych łożysk rolkowych - łożysko wypełnione prawidłowo smarem gęstym dobrego gatunku, pracujące w temperaturze poniżej 70°C, posiada straty tarcia takie same, jakie wystąpiłyby w wypadku smarowania kroplowego olejem.

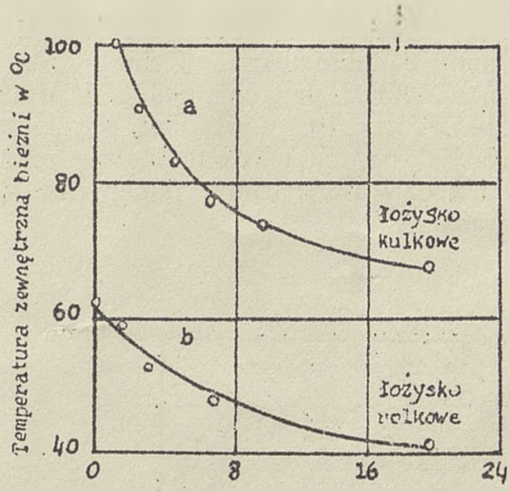
Ilość smaru ma duży wpływ na straty tarcia. doskonale wykonane łożysko lekko smarowane ma straty nieco większe, aniżeli pracujące "na sucho", podczas gdy wykonane niestarannie zachowuje się przeciwnie, ze względu na większe początkowe tarcie poślizgowe.

Przy smarowaniu olejem najlepsze warunki występują, gdy dolny element toczny zanurzony jest do 3mm, do połowy lub całkowicie, zależnie od typu łożyska, szybkości i innych czynników. Jako zasadę należy przyjąć utrzymanie powierzchni oleju możliwie nisko ze względu na straty rozbryzgu, które mogą być wysokie przy dużych szybkościach.

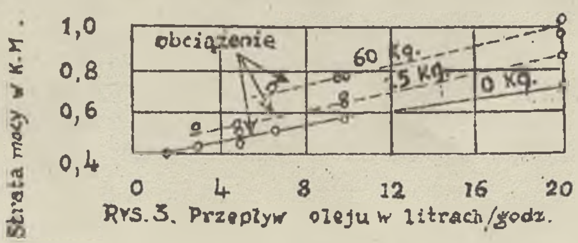
Badania Jurgensmeyera wskazująceże dla pewnych typów łożysk temperatura wzrastała wraz z zanurzeniem w oleju danego elementu tocznego. Wyniki tych badań przy 3,000, 1500 i 1000 obrotów na minutę podaje rys.1.



RYS.1.Zanurzenie dolnej rolki w procentach średnicy rolki



RYS.2 Przepływ oleju w litrach



RYS.3. Przepływ oleju w litrach/godz.

Łożyska kulkowe wykazują najmniejsze opory tarcia a minimalna ilość smaru potrzebna jest dla uniknięcia zatarcia.

Przeprowadzone badania przy zmniejszającej się stopniowo ilości dopływającego smaru od kilku kropel na minutę do jednej kropli na godzinę wykazały, że straty tarcia znacznie zmalały wraz z obniżeniem ilości wkroplonego oleju.

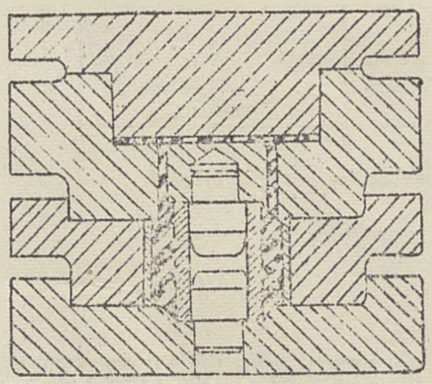
Wymagania łożysk pracujących przy bardzo wielkich szybkościach są odmienne. Tutaj głównym celem oleju jest nie smarowanie, lecz odprowadzanie ciepła. Rys. 2 wskazuje spadek temperatury wraz ze wzrostem ilości przepływającego oleju przy stałej ilości obrotów 21,000 na minutę i stałym obciążeniu 24 kg. Temperatura łożyska kulkowego jest wyższa aniżeli rolkowego. Straty na tarcie wzrastały jednak przy tych samych warunkach jak wskazuje rys. 3.

Straty tarcia wzrastają wraz ze wzrostem wiskozy, dlatego wiskoza oleju powinna być tak niska, jak tylko na to pozwala bezpieczeństwo. Wiskoza w punkcie styku elementu tocznego z bieżnią jest znacznie wyższa ze względu na duże ciśnienie hydrodynamiczne, dochodzące do 7,000 kg./cm^2.

POŁACZENIA GUMOWO METALOWE W TEORJI I PRAKTYCE.
/F.Sumner,"The Commercial Motor", 18 sierpnia 1944.Skrót/

Wielu techników interesuje się połączeniami gumowo-metalowymi ze względu na możność zmniejszenia przy ich użyciu drgań, które często powodują pęknięcia. Guma może być złączona z każdym metalem, jak stalą, żeliwem, mosiądzem, miedzią i t.d. Jeśli chodzi o gumę to łączy się ona dobrze ze stalą o zawartości węgla do 0,3 %. Trudno jest łączyć

gumę ze stalą o dużej zawartości niklu i chromu. Najidealniejsze połączenie daje walcowana i wyżarzona blacha wolna od zendry. Tolerancja wymiarów nie może przekraczać 0,25 mm. Dla uzyskania dobrej przyczepności należy po oczyszczeniu pokryć elektrolitycznie część metalową cienką warstwą mosiądzu; potem wkłada się część metalową w formę, podobną zresztą do zwykłej formy odlewniczej. Po wlaniu gumy trzyma się formę pod ciśnieniem w temperaturze 155°C w ciągu 45 minut. Następnie wyjmuje się zespół, chłodzi i oczyszcza szczotkami drucianymi.



Rys.1: Forma odlewnicza gumy.

Przy użyciu gumy naturalnej najczęściej stosowana jest czarna guma. Z wielu gatunków gumy syntetycznej, jak neopren, tiokol, butyl, buna S, buna N, najchętniej używa się w Brytanii dla połaczeń neoprenu, który mając przewagę nad gumą naturalną pod względem odporności na olej, benzynę, słońce i ozon, ustępuje jednak gumie naturalnej pod względem elastyczności, wskutek czego szybciej nagrzewa się.

Charakterystyczną cechą gumy jest jej twardość mierzona Durometrem Shorea. Dla połączeń metalowych używa się gumy o twardości od 30 Duro /miękka/ do 80 Duro /twarda/. Guma w połączeniu powinna pracować na ścinanie, które pozwala na duże odkształcenie przy wielkiej stateczności. Pracując na rozciąganie guma nie jest stateczna i łatwo się rwie. Przy dużych obciążeniach często połączenie gumowo-metalowe pracuje na ściskanie, jednak ogranicza to stosowanie dużych odkształceń /ugięcia/ gumy do około 10% jej grubości. Wielkość ugięcia gumy przy ściskaniu zależy od stosunku obciążonej jej powierzchni do wolnej powierzchni, która może się odkształcać. Poniższa tabela daje przybliżoną zależność modułu sztywności G gumy przy ścinaniu od twardości Duro, przy czym moduł ~~sztywności~~ /sprężystość/:

$$G = \frac{\text{naprężenie}}{\text{odkształcenie } \%} = \frac{\dfrac{\text{obciążenie}}{\text{powierzchnia}}}{\dfrac{\text{odkształcenie}}{\text{pierwotna długość}}}$$

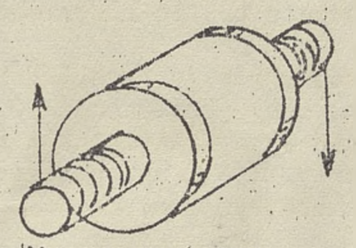
Duro	G funt/cal^2	Duro	G funt/cal^2
30	35	55	145
35	40	60	170
40	50	65	200
45	85	70	230
50	115	80	285

gdzie funt/cal^2 = 0,07 kg/cm^2

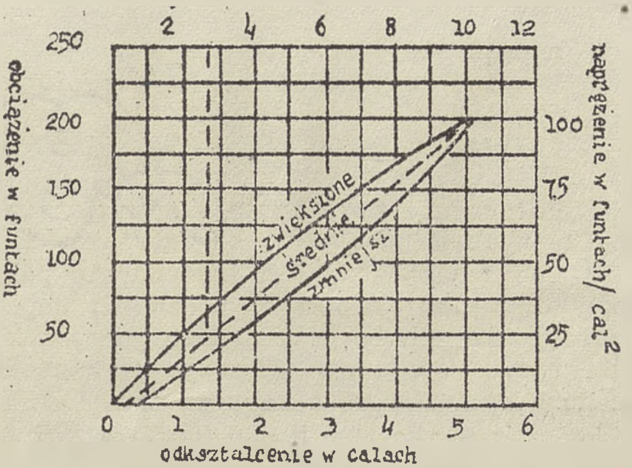
Rys.2 podaje sposób przeprowadzania prób. Normalnie próbka ma przekrój 2 cale^2 i długość 1/2 cala.

Rys.3 podaje charakterystykę gumy. Widać, że przy wzroście obciążenia odkształcenie jest mniejsze niż przy zmniejszaniu obciążenia, a to wskutek tarcia wewnętrznego gumy /histereza/. Normalnie przyjmuje się odkształcenie średnie.

Moduł sztywności obliczony na podstawie tej charakterystyki da wyniki różniące



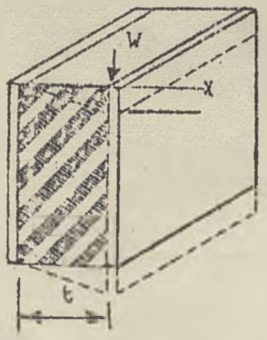
Rys 2. Próbka o przekroju gumy 2 cale^2 i długości 0,5



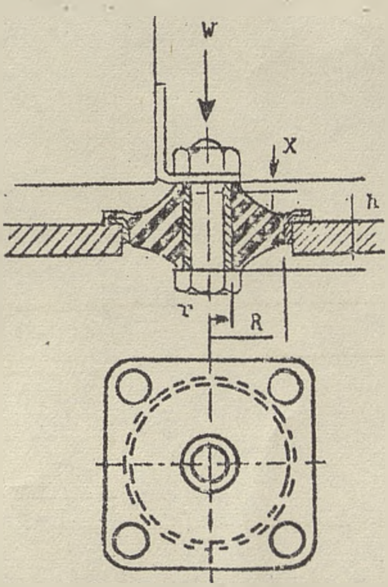
Rys.3. Charakterystyka próbki.

się nieco dla różnych obciążeń, gdy krzywa ta nie prostą linią. Podobną charakterystykę można uzyskać przy pracy gumy na rozciąganie, wówczas moduł sztywności równa się w przybliżeniu trzykrotnemu modułowi na ścinanie. Przy ściskaniu moduł sztywności wynosi 11.$\frac{A}{B}$. . moduł przy ścinaniu, przy czym:

A = powierzchnia obciążona.
B = wolna powierzchnia gumy, mogąca się odkształcać.



Rys.4. Połączenie proste przekładkowe



Rys.5 Połączenie pierscieniowe.

Typowe zastosowania:

Najpospolitszym zastosowaniem jest połączenie proste przekładkowe /rys.4/, gdzie guma jest zwulkanizowana między dwoma płytami, jedną stałą/lewa/ i drugą dającą obciążenie W.

Jeśli "A" jest powierzchnią przylegającą gumy, to

naprężenie ścinające $K\acute{s}c = \frac{W}{A}$

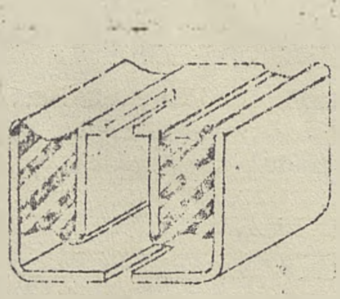
stopień sztywności $S = \frac{W}{X}$ /pojęcie różne od modułu sztywności G./,

ponieważ $G - \frac{\text{naprężenie}}{\text{odkształcenie}} = \frac{W}{A} / \frac{X}{t} = \frac{Wt}{AX} = \frac{St}{A}$ względnie $S = \frac{G.A}{t}$

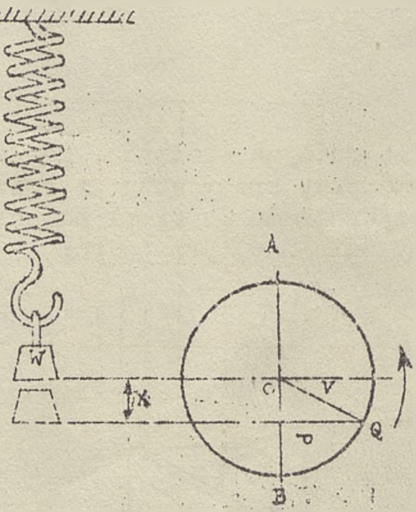
Połączenie tego rodzaju stosuje się dla odizolowania tablic rozdzielczych, radia oraz delikatnych instrumentów od wstrząsów i drgań.

Innym zastosowaniem jest użycie połączenia pierścieniowego /rys.5/. Połączenie to nadaje się tylko dla małych obciążeń; naprężenia nie powinny przekraczać 50 ft/cal^2. Jeśli obie powierzchnie przylegania gumy, tak w pierścieniu wewnętrznym jak i zewnętrznym, mają mieć równe naprężenia - otrzymamy kształt hyperboliczny. Jeśli np. powierzchnia przylegania gumy wynosi 0,05 cala^2, to maksymalne obciążenie może wynosić:

$$W = 0{,}05 x 50 = 2{,}5 \text{ funta.}$$



Rys. 6. Połączenie podwójne przekładkowe.



Rys.7. Ciało o ruchu jednostajnie harmonijnym.

Stopień sztywności można obliczyć podobnie jak poprzednio. Biorąc pod uwagę np. pierścień wewnętrzny:

$$K = \frac{W}{2\pi r.h} \; ; \text{ odkształcenie } \% = \frac{x}{R-r}$$

$$G = \frac{W}{2\pi r.h} \cdot \frac{R-r}{x}$$

$$S = \frac{W}{x} \; , \quad G = \frac{S\,/R-r/}{2\pi\, r.h} \quad \text{względnie}$$

$$S = \frac{2\pi r.h.G}{R-r}$$

Dla obciążeń większych stosuje się często podwójne połączenia przekładkowe /rys.6/.

Tłumienie drgań.

Ciało drgające posiada przeważnie pojedynczy ruch harmoniczny. W ciałach idealnie elastycznych, do których zbliża się guma, naprężenia proporcjonalne są do odkształceń. Jeśli punkt Q opisuje koło o promieniu r /rys.7/, to rzut tego punktu na prostą A-B będzie miał ruch pojedynczy, harmoniczny.

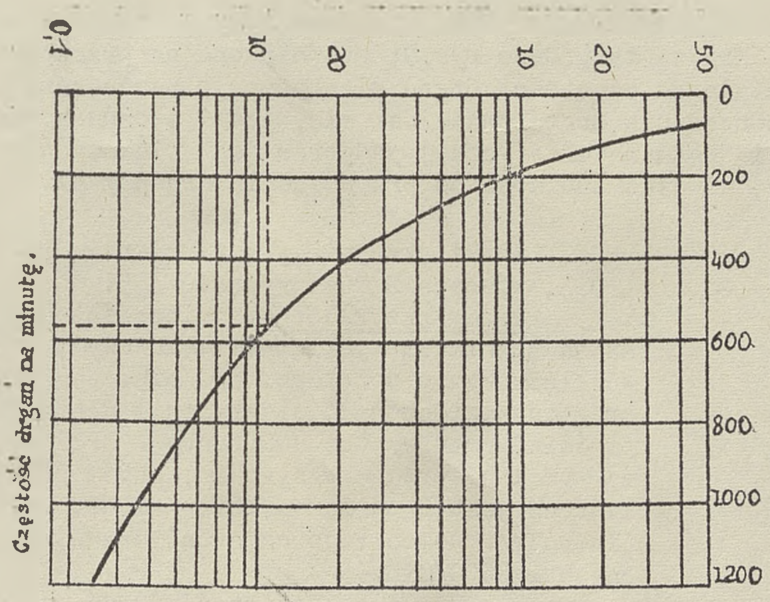
Jeśli: W - szybkość kątowa punktu Q w radiantach
α - kąt BOQ w radiantach
x - droga OP w stopach
v - szybkość rzutu P w stopach/sek.
p - przyspieszenie w stop/sek^2
t - czas 1 periodu w sek.

$$t = \frac{\text{radianty w 1 okrążeniu}}{\text{radianty w 1 sek.}} = \frac{2\pi}{W}$$

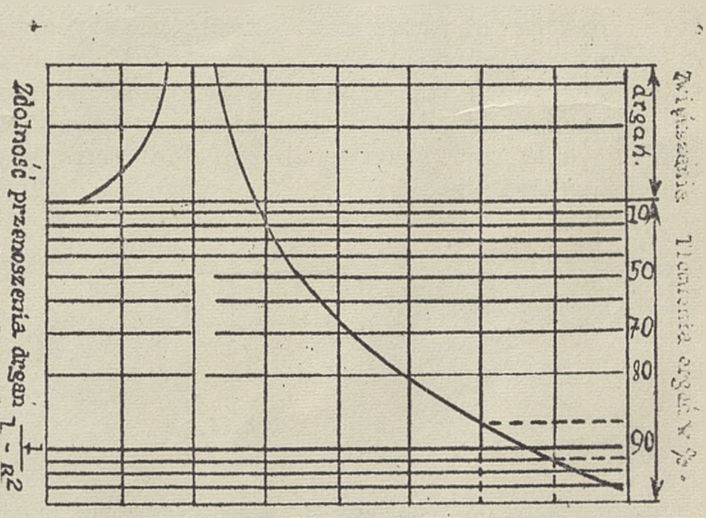
$$x = r \cos\pi ; \quad w = \frac{\alpha}{t} ; \quad x = r \cos wt \text{ - amplituda}$$

$$v = rw \sin wt$$

$$p = rw^2 \cos wt = -x.w^2 = \text{przyspieszenie}$$



Odkształcenie w calach $F = \frac{35344}{X \text{ (statyczne)}}$



Rys.9.Krzywa przenoszenia drgań na elastycznej podporze.

Jeśli wyobrazimy sobie ciało zawieszone na sprężynie i drgające w kierunku pionowym, to na to ciało działa siła /P=M.p./ proporcjonalna do amplitudy drgań /wielkość odchyłki od położenia równowagi/.

Ponieważ masa ciała zawieszonego /M/ jest stała, więc przyspieszenie będzie również proporcjonalne do amplitudy drgań.

$$W = \frac{\text{przyspieszenie}}{\text{amplituda}} - \frac{2}{t}$$

$$t - 2 \frac{\text{amplituda}}{\text{przyspieszenie}} = 2 \frac{\text{amplituda}}{\frac{\text{siła}}{\text{masa}}} = 2 \frac{\text{masa}}{\frac{\text{siła}}{\text{amplituda}}}$$

Ponieważ amplituda jest odkształceniem gumy, a $\frac{\text{siła}}{\text{odkształcenie}} = S$ = stopień sztywności, wobec tego:

$$t = 2\pi\sqrt{\frac{M}{S}}, \text{ a częstość drgań } f = \frac{1}{t} = \frac{1}{2\pi}\cdot\sqrt{\frac{S}{M}}\,/\,\text{sek.}$$

Częstość drgań na minutę

$$f = \frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{S}{M}} = 9{,}55\sqrt{\frac{S}{M}}\,/\,\text{min.}$$

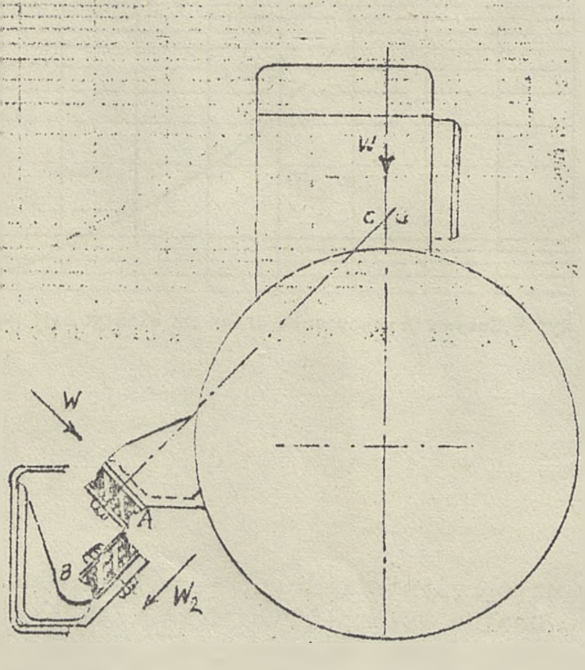
Jeśli przedstawimy S jako funkcję amplitudy /x/

$$S = \frac{W}{x};\quad M = \frac{W}{g} = \frac{W}{386}$$

$$f = 9{,}95\sqrt{\frac{386}{x}} = \sqrt{\frac{35344}{x}}\,/\,\text{min.}$$

Funkcję tę podaje rys.8. Widać, że z rosnącą częstością drgań maleje odkształcenie.

Dla obliczenia elastycznego zawieszenia musimy mieć jeszcze krzywą przenoszenia drgań przez zawieszenie elastyczne. Krzywą tą podaje rys.9; pozwala ona na przenoszenie drgań od stosunku częstości drgań ciała do częstości drgań elastycznego zawieszenia. Z krzywej tej widać, że zdolność do przenoszenia drgań zmniejsza się, jeśli stosunek częstości drgań własnych ciała do częstości drgań na elastycznej podporze jest większy od 1,414; jeśli stosunek ten jest mniejszy, wówczas zdolność do przenoszenia drgań gwałtownie zwiększa się.



Rys. 10: *Zawieszenie elastyczne silnika.*

Jeśli przyjmiemy % tłumienia drgań = 91%, wówczas R musi wynosić 3,5.

Weźmy przykład: Prądnica jest napędzana silnikiem spalinowym 4-suwowym, 4-cylindrowym o obrotach 1000/min. Waga agregatu zawieszonego elastycznie dla zmniejszenia drgań wynosi 800 funtów. Drgania są wywołane przede wszystkim suwem pracy, których jest 2 na jeden obrót /silnik 4-cylindrowy/. Wobec tego częstość drgań własnych = 2000/min.

Dla R = 3,5 - częstość drgań na elastycznym zawieszeniu $= \frac{2000}{3{,}5} = 570/\text{min.}$

Z rys.8 znajdziemy statyczne odkształcenie = 0,11". Jeśli użyjemy 4 podpór elastycznych, jak na rys.6, każda podpora będzie miała ten sam stopień sztywności:

$$S = \frac{\frac{800}{4}}{0{,}11} = 1820 \text{ funt/1"}$$

Taka sztywność byłaby wystarczająca dla obciążenia statycznego. Przy drganiach występują jednak siły większe wymagające sztywności większej o 40 - 100%, przy czym pierwsza cyfra odnosi się do gumy miękkiej /30÷50 Duro/ - druga do bardzo twardych gum. Jeśli przyjmiemy miękką gumę, to nasz stopień sztywności musi wynosić:

$$S = 1820 \times 1{,}4 = 2550 \text{ funt/1"}.$$

Częstość drgań

$$f = 9{,}55\sqrt{\frac{S}{M}} = 9{,}55\sqrt{\frac{\frac{2550}{200}}{386}} = 668 \text{ drg/min.}$$

Widać stąd, że R nie będzie wynosiło 3,5:1 lecz $\frac{2000}{668} = 3:1$, co jest zupełnie zadowalniającym rezultatem.

Przekrój gumy znajdziemy z równania

$$G = \frac{S \cdot t}{A}$$

gdzie t - grubość gumy
A - powierzchnia przylegania gumy.

Opisaliśmy podpory elastyczne dla drgań, występujących tylko w jednej płaszczyźnie. W silnikach jednak występują drgania w kilku płaszczyznach; dla zmniejszenia ich częstości na podporze powinniśmy dać możność ruchu silnika w kilku płaszczyznach - jak to pokazano na rys.10.

PLANOWANIE GARAŻU PRZEDSIEBIORSTWA PRZWOZOWEGO.

/"The Commercial Motor", 1 września 1944./

Większość przedsiębiorstw przewozowych posiadających 3 - 20 samochodów ciężarowych przechowywały je bądź na otwartym powietrzu, bądź w zwykłych szopach. Stan taki nie tylko uzależnia przedsiębiorstwo od firmy samochodowej, o ile taka w danym mieście czy miasteczku znajduje się, ale również utrudnia pracę przedsiębiorstwa. Utrudnienia te są spowodowane trudniejszym rozruchem silników w zimie, zależnością i stratą czasu w oczekiwaniu na części wymienne i naprawy, zaopatrywanie się w materjały pędne i tp. Stan ten również powoduje przedwczesne zużycie i niszczenie samochodów.

Oczywiście planowanie garażu przedsiębiorstwa przewozowego zależy od posiadanego miejsca i ilości samochodów. Podane poniżej plany są typowymi przykładami takiego garażu. Zalety garażu są między innymi: możność obsługi własnych samochodów w ciągu całej doby, gdy inne warsztaty nie pracują, oszczędność czasu i paliwa przy zaopatrzeniu na miejscu, ułatwienie szeregu czynności konserwacyjnych.

Okazało się, że przedsiębiorstwo posiadające 3 samochody może posiadać jeden zapasowy silnik, a przy 6 samochodach tego samego typu i marki staje się zupełnie opłacalnym posiadanie nie tylko 2 zapasowych silników, ale własnego warsztatu podręcznego, wyposażenia dla utrzymania samochodów, małego magazynu zapasowych części, jak również machanika. Zwrócić należy uwagę, że mechanik ten będzie zwykle pracował w godzinach wypoczynku innych. Samochód będący w pracy dzień cały może być naprawiany i konserwowany tylko w godzinach wieczorowych lub nocnych. Warunki takie wymagają od mechanika specjalnego umiłowania pracy jak również odpowiednio dobrego wyposażenia.

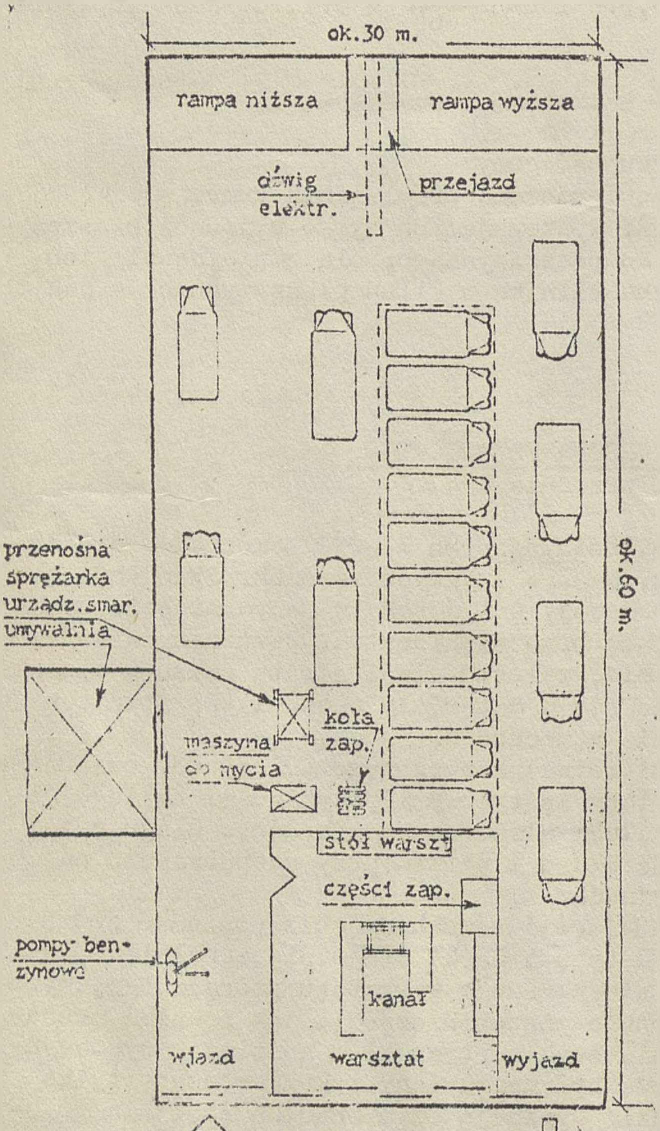
Przedsiębiorstwo posiadające więcej niż 6 samochodów może wykonywać naprawy główne z wyłączeniem szlifowania wału głównego silnika.

Rys.1 przedstawia plan garażu na około 20 samochodów ciężarowych. Rzeczą zasadniczą planu jest oddzielenie wjazdu od wyjazdu. Przesuwane drzwi oszczędzają miejsce. Umieszczenie pompy benzynowej przy wjeździe pozwoli na napełnienie zbiorników i zaopatrzenie samochodu w paliwo z jednoczesnym zanotowaniem ilości pobranego paliwa, stanu licznika, godzin pracy i td. dla celów księgowości firmy. Poza tym samochód będzie w ten sposób gotów następnego dnia do pracy bez straty czasu.

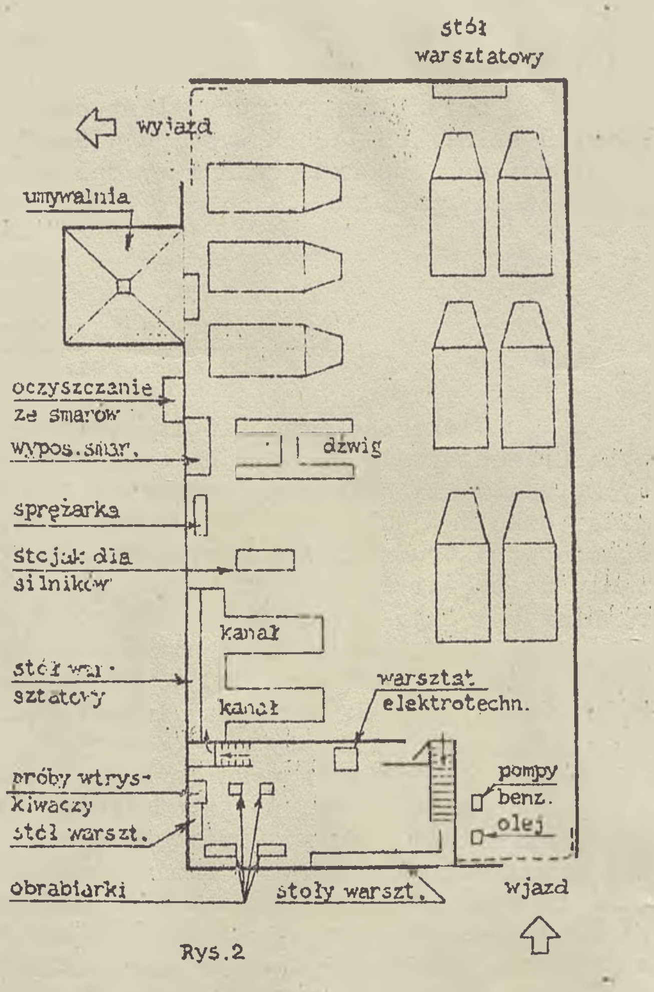
Mycie samochodów pod ciśnieniem jest na zewnątrz garażu. Tam też jest stojak na mycie części naftą lub benzyną. Umieszczenie tych zmywalni na zewnątrz polepsza stan czystości wnętrza garażu.

Na tyle garażu są przewidziane dwie rampy. Jedna na równi z poziomem podłogi

samochodu a druga wyższa. Pomiędzy rampami jest elektryczny kran, pod który może wjechać samochód. Cel tych ramp i kranu jest zapewnienie możliwości rozładowania samochodów z materjałów, które mają być dostarczone później, a samochody są w międzyczasie potrzebne.



Rys.1



Rys.2

W wyposażeniu samego garażu dla zapewnienia właściwej konserwacji jest: pompa benzynowa, sprężarka do pompowania opon, stojak na koła zapasowe, sprężarka do smarowania.

Specjalna uwaga jest poświęcona podręcznemu warsztatowi. Cechą charakterystyczną jest kanał do napraw pod spodem samochodu w kształcie litery L. Dłuższa odnoga kanału służy do napraw przeprowadzanych na całej długości samochodu; krótsza odnoga służy np. do zdjęcia karteru silnika, w chwili gdy tylny most jest podlewarowany i odbywa się wymiana okładzin hamulcowych kół tylnych.

Środkowa część kanału posiada dwie przesuwane szyny do wjazdu samochodu. Pomiędzy nimi znajduje się na wysokości podłogi stół warsztatowy z imadłem, co zapobiega częstemu wychodzeniu mechanika z kanału do warsztatu. Kanał jest zaopatrzony w gniazdka dla

lamp przenośnych i narzędzi elektrycznych. Dla utrzymania kanału w stanie suchym i czystości dno jego jest pochyłe. Sciany kanału zaopatrzone są w lampy i dla jasności wnętrza pomalowane na biało. Poza tym w warsztacie znajdują się dwa stoły warsztatowe i szafa z częściami zapasowymi.

Garaż na planie na rys.2 jest bardziej bogato wyposażony i przeznaczony dla przedsiębiorstw posiadających większą ilość samochodów.

Na rys.2 są wymienione w wyposażeniu garażu: specjalny zmywak dla mycia części pod ciśnieniem benzyną lub naftą, dźwig hydrauliczny do podnoszenia samochodów, stojak dla prób silnika z przyrządami do pomiaru mocy, podwójny kanał.

Pomieszczenie warsztatowe w rogu garażu zawiera specjalne przyrządy do kontroli i regulacji wtryskiwaczy /zakładając, że firma używa silniki wtryskowe/, bogatsze wyposażenie w narzędzia, prostownik do ładowania akumulatorów i tablicę rozdzielczą do prób części elektrycznych. Nad warsztatem znajdują się 2 - 3 pokoje dla biur i na części zapasowe.

Przy większej ilości samochodów posiadanie stojaka dla silników jest opłacalne z uwagi na możliwość wykonywania większych napraw silników zapasowych, oraz ich ich docierania na miejscu, bez konieczności powolnej jazdy samochodami w tym okresie.

Jako wyposażenie końcowe autor poleca centralne ogrzewanie całego pomieszczenia, co daje znane wszystkim zalety i wygody.

R.E.M.E. DYWIZJI POWIETRZNEJ.
/"Motor Transport",21.X.44./

Dywizja Powietrzna wchodząc do akcji posiada pewną ilość lekkich pojazdów motorowych przewożonych na szybowcach. Do pojazdów tych należą "Jeepy" z przyczepkami 500--kilowymi /10 cwt./ i motocykle.

Ponieważ zadaniem dywizji jest zdobycie i czasowe utrzymanie punktów strategicznych, aż do nadejścia wojsk lądowych, dywizja powinna żyć i zaopatrywać się zdobycznie. Dotyczy to również i pojazdów transportowych. Zadaniem sekcji spadochronowych REME jest zatem, poza opieką nad sprzętem etatowym, uruchamianie i naprawy sprzętu zdobycznego.

Batalion Spadochronowy posiada etatowo pewną ilość rzemieślników REME, którzy skaczą wraz z Oddziałem. Każdy rzemieślnik zaopatrzony jest w normalną torbę z narzędziami o wadze 35 kg, przywiązaną w czasie skoku do nogi, lub w szereg różnych części zamiennych do etatowych pojazdów batalionu.

Obowiązkiem personelu REME po wylądowaniu jest dołączenie do Oddziału i naprawa pojazdów Oddziału, o ile są one uszkodzone w czasie zrzutu, następnie uruchamianie i naprawy pojazdów zdobycznych.

Rzemieślnicy ci szkoleni są w wykrywaniu i usuwaniu defektów pojazdów niemieckich. Jest to niezwykle ważne w pierwszych stadiach operacji, gdy każdy pojazd jest na wagę złota.

Zdolność przeprowadzania napraw przez tych rzemieślników jest oczywiście ograniczona małę ilością posiadanych narzędzi i faktem, że są oni w ciągłym ruchu.

Bezpośrednio po tych rzemieślnikach ląduje Czołówka Naprawcza, złożona z jednego oficera i 12 szeregowych, którzy skaczą wraz z D-twem Brygady. Czołówka ta zaopatrzona jest w nieco więcej sprzętu naprawczego niż mechanicy oddziałowi, jednak i jej sprzęt jest ograniczony ze względu na skok ze spadochronem.

Po D-twie Brygady ladu je na szybowcach D-two Dywizji. Teraz dopiero REME wprowadza w akcję Warsztat Wysunięty, którego dowódcą jest oficer w stopniu pułkownika /CREME/. Warsztat Wysunięty jest wyposażony we wszelki potrzebny sprzęt, jednakże z umiarem ze względu na charakter transportu.

Warsztat posiada sprzęt dla wykonywania normalnych napraw włączając takie narzędzia jak: mechanicznie napędzane tokarki, wiertarki, szlifierki, agregaty elektryczne i aparaty spawalnicze - wszystkie zmontowane na 500-kg przyczepkach do "Jeepów". Każdy szybowiec "Horsa" zabiera jeden "Jeep" z przyczepką i sześciu ludzi.

Cała organizacja warsztatu jest doskonale przemyślana. Warsztat zdolny jest dokonywać cudów naprawczych z uwagi na swą ograniczoną wielkość.

Trzeba pamiętać, że do obowiązków REME należy naprawa nie tylko pojazdów motorowych, lecz również całego sprzętu Dywizji Powietrznej, od zegarków aż do dział ppanc.

Powietrzny warsztat REME użyty był w akcji po raz pierwszy we wrześniu 1943, gdy lądował na południe od Taranto po 6-1/2-godzinnym locie z Afryki. Po godzinie od chwili lądowania warsztat pracował w całej pełni.

Powietrzne oddziały REME użyte były z dużym powodzeniem w pierwszym dniu inwazji kontynentu. Lądowały one na brzegach Normandji wraz z 6.Dywizją Powietrzną i pracowały pod ogniem nieprzyjaciela w rejonie Caen przez pierwszych sześć tygodni operacji.

Oddziały powietrzne REME były również użyte w Arnhem i w czasie ostatnich lądowań w Grecji.

DROBIAZGI TECHNICZNE.

1. Silnik "Meteor" Rolls-Royce´a. /Modern Transport,11 listop.1944./

Słynny silnik lotniczy Rolls-Royce´a "Merlin" przystosowany został pomyślnie do napędu czołga "Cromwell", odgrywającego obecnie tak wielką rolę w ofenzywie na Niemcy. Silnik ten, znany pod nazwą "Meteor", posiada największą moc ze wszystkich produkowanych obecnie brytyjskich i amerykańskich silników czołgowych i stanowi jeszcze jeden tryumf dla konstruktorów Rolls-Royce´a.

Gdy powstała potrzeba stworzenia nowego silnika czołgowego, głównym założeniem była jego większa moc, 500 do 600 KM, konieczna ze względu na zwiększaną wciąż wagę uzbrojenia i pancerza czołga. Dalszym warunkiem była maksymalna moc przy minimum zajmowanej przestrzeni, gdyż wielkość płyt pancernych osłaniających silnik stanowi, między innymi, o wadze pojazdu.

Do czasu przystosowania silnika Rolls-Royce´a najmocniejszym silnikiem czołgowym był silnik "Liberty", o mocy około 350 KM. Silnik ten, skonstruowany w czasie zeszłej wojny, posiadał oczywiście pewne wady; powstała zatem konieczność stworzenia nowoczesnego silnika o wielkiej mocy. Nowy silnik posiadać miał podobne wymiary do "Liberty", aby go można było stosować do tych samych czołgów.

Badania inżynierów Rolls-Royce´a wykazały, że silnik lotniczy "Merlin", po dokonaniu pewnych przeróbek i po usunięciu sprężarki, zajmować będzie taką samą przestrzeń co silnik "Liberty", rozwijając przy tym około 600 KM.

Takie rozwiązanie problemu dało wiele korzyści. Adaptacja "Merlina" przeprowadzona została bardzo szybko, podczas gdy konstrukcja, próby i produkcja zupełnie nowego silnika trwałaby co najmniej 2-1/2 lata. Użyto zatem wszystkich głównych części składowych "Merlina", jak wał korbowy z łożyskami, karter, blok cylindrowy, napęd zaworów i td., których produkcja jest w pełnym biegu i których wartość dowiedziona została w lotnictwie.

Najnowszym w tym czasie czołgiem zaopatrzonym w silnik "Liberty" był "Crusader". Pierwszym krokiem zatym było zamontowanie przerobionego "Merlina"/znanego obecnie pod nazwą "Meteor"/ do jednego z tych czołgów. Zdwojona moc silnika w zastosowaniu do narzoconej przestrzeni komory silnikowej stworzyła szereg poważnych trudności z chłodzeniem i t.d. Trudności te zostały jednak szybko pokonane i silnik wszedł w stadium produkcji.

Firma Rolls-Royce współpracowała również w stworzeniu nowego czołga o polepszonej sprawności mechanicznej, który nazwany został "Cromwell". Próby, doświadczenie frontowe i wyniki terenowe dowiodły wartości "Meteora", nie ustępującej żadnemu współczesnemu silnikowi czołgowemu.

-----

2. Silniki spalinowe w obecnej wojnie. /"Scientific American", październik 1944./

Silnik spalinowy został nazwany w St.Zjednoczonych "bohaterem Ameryki No.1", a to ze względu na olbrzymi zakres i różnorodność zastosowania dla celów wojennych.

W czasie wojny silnik przyjął na siebie obowiązek dostarczania mocy małym pomocniczym urządzeniom, samochodom, czołgom, samolotom rozwijającym szybkość ponad 400 mil na godzinę i okrętom.

Trudno jest określić całkowitą moc, jaką przedstawiają silniki wyprodukowane w St.Zjednoczonych od chwili rozpoczęcia wojny, gdyż wiele rodzajów sprzętu poruszanego silnikami znajduje się na tajnych listach. Jednak 220,000 silników lotniczych, które zostały już dostarczone, daje astronomiczną cyfrę 297,150,000 HP. Przeliczając ilość HP przypadającą na każdego żołnierza, służącego w armii amerykańskiej, daje to 30 HP na głowę.

Dywizja piechoty ma dziś do dyspozycji ok. 400,000 HP, co w porównaniu z 3,200 HP na dywizję w poprzedniej wojnie, daje 11,000 % wzrostu.

Więcej aniżeli 2,5 mil. pojazdów mechanicznych zostało wyprodukowanych dla celów wojskowych od chwili wybuchu wojny. Nic dziwnego, że obecną wojnę nazywamy "wojną silników".

-----

3. Nowy sposób łączenia szkła z metalem. /"Scientific American", październik 1944./

Przykładem niezwykłego zastosowania natrysku roztopionym metalem jest łączenie metaliczne szkła z metalem. Ma to zastosowanie przy łączeniu szkła z ramą w oknach samochodowych, dając absolutną szczelność, przy czym połączenie takie jest zupełnie odporne na wstrząsy, nie wrażliwe na wiele niekorzystnych warunków, w jakich taki element sie znajduje.

To wyjątkowe połączenie metaliczne pomiędzy dwoma tak różnymi materiałami wykonuje się w prosty sposób, a mianowicie obrzeże szyby szklanej natryskuje się miedzią, a następnie przylutowuje się do ramy okna. Jedynym przygotowaniem do tego procesu jest dokładne oczyszczenie brzegów szyby z tłuszczu i lekkie jej podgrzanie.

SKOROWIDZ ARTYKUŁOW "P.M." za rok 1944.

ciąg dalszy na odwrocie

<u>KOMUNIKAT</u> <u>Koła Szkockiego Sekcji Motoryzacyjnej St.Techn.Polsk.w W.Br.</u>

1/ Walne Zgromadzenie członków S.T.P.w W.Br. odbędzie się dn. 7 stycznia 1945 o godz 9,30 w sali "Institution of Mechanical Engineers" - Storey's Gate, Loddon S.W.1.

2/ Tow.Polsko-Szkockie rozpoczęło zbiórkę na pomoc Polakom we Francji i Belgji, tak przedwojennym emigrantom jak i deportowanym przez Niemców na roboty przymusowe.Sytuacja tych Polaków jest tragiczna.

Zarząd Sekcji Mot. zwraca się do wszystkich swych członków o pomoc. Prosimy wszystkich Kolegów o przysyłanie: bielizny, ubrania, obuwia, żywności /kawa,herbata,kakao, mleko skondensowane i t.p./, wzgl. pieniędzy z adnotacją: "Fund for the relief of Poles", pod adresem:

The Hon.Secretary Scottish-Polish Society
Miss Rosemary Campbell
146,Buchanan Street,GLASGOW

Zarząd Koła Szkockiego